

# Estudo de um Colector Solar Híbrido para Produção de Electricidade e Calor

Laura Manuela Melo Carvalho Esteves de Almeida

Dissertação submetida à Faculdade de Engenharia da Universidade do  
Porto para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Dissertação realizada sob a supervisão do Professor Doutor Armando C. Oliveira,  
do [Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial](#),  
da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Fevereiro 2008



Aos meus pais:

“(...) sempre que um homem sonha  
o mundo pula e avança  
como bola colorida  
entre as mãos de uma criança.”

*António Gedeão*



## **AGRADECIMENTOS**

Ao professor Doutor Armando Oliveira, o meu sincero agradecimento, pela orientação e apoio concedido, pela disponibilidade manifestada, pelas críticas e sugestões e pelo incentivo ao longo deste trabalho;

Ao professor Doutor Cláudio Monteiro, pela disponibilidade, incentivo e ajuda prestada;

Ao professor Doutor João Peças Lopes, pela dúvida esclarecida;

Ao meu marido, pelo amor, paciência, incentivo e por todas as horas de apoio;

A toda a minha família, principalmente aos meus pais e irmã, pelo grande incentivo, apoio e pela compreensão por todas as horas de ausência;

A todos os meus amigos pelo sincero apoio e incentivo;

Aos colegas de mestrado, principalmente àqueles que se tornaram amigos;

A todos os que, de certa forma, contribuíram para a realização desta dissertação.



## RESUMO

O principal objectivo de um colector solar híbrido (térmico/FV) é o de produzir simultaneamente electricidade e calor. A geração combinada de energia permite aumentar também a eficiência eléctrica através da diminuição da temperatura normal de funcionamento das células fotovoltaicas. Este facto é conseguido através do arrefecimento do painel com a passagem de um caudal de água ou ar, num sistema de tubos ou noutros tipos de canais. Desta forma, consegue-se maximizar o rendimento global do colector, para valores acima dos 50%, devido à produção combinada de energia térmica e eléctrica.

Nesta dissertação foi avaliado o comportamento de um colector solar plano híbrido, através do desenvolvimento de um modelo matemático e da sua transcrição num programa de simulação numérica (EES), para diferentes configurações do colector: 1º - modelos com células flexíveis de Si-amorfo com duas células entre tubos, com uma célula entre tubos (para o dobro dos tubos), assumindo as células com coeficiente de emissão superior e, por fim, considerando uma menor distância entre as células e os tubos; 2º - modelos com células de Si-monocristalino, um com uma célula entre tubos e outro assumindo as células com um coeficiente de emissão superior. Foram construídas as curvas de eficiência, para cada um dos casos referidos, podendo assim avaliar-se a eficiência térmica, eléctrica e global do sistema híbrido.

Escolheu-se dois, dos modelos referidos atrás, que foram aplicados a diferentes casos de estudo: numa habitação uni-familiar e num hotel. Procedeu-se à simulação energética para as condições climáticas do Porto, Lisboa, Faro e Bragança recorrendo ao programa SolTerm, obtendo-se a quantidade de energia eléctrica e térmica produzida anualmente bem como a quantidade de energia de apoio convencional necessária.

Seguidamente foi feita uma análise económica, comparando os sistemas híbridos com sistemas energéticos convencionais e com colectores térmicos e painéis fotovoltaicos instalados separadamente.

Por fim avaliou-se o impacto ambiental, que um sistema híbrido traduz quando comparado com um sistema energético convencional.



## SUMMARY

The main purpose of a solar hybrid (thermal/PV) collector is to produce both electricity and heat. The combined generation also increases the electrical efficiency by lowering the normal operation temperature of photovoltaic cells. This is achieved by cooling the panel with the flow of water or air inside tubes or other types of channels. Therefore it is possible to obtain a global collector efficiency above 50%, due to the combined production of thermal and electrical energy.

In this thesis the behaviour of a flat-plate solar hybrid collector was evaluated through the development of a mathematical model and its translation into a numerical simulation program (EES) for different collector configurations: 1<sup>st</sup> – a model for flexible Si-amorphous solar cells with two cells between tubes, another model for one cell between tubes (for a number of tubes two times higher), another model assuming a higher emissivity for the same type of solar cells and considering a smaller distance between the cells and the tubes; 2<sup>nd</sup> – a model for Si-monocrystalline solar cells with one cell between tubes and assuming a higher value for the solar cell emissivity. For all these different cases the thermal, electrical and global efficiency of the hybrid collector were evaluated, by means of its efficiency curves.

Two models were chosen for application in different case studies: a

residential building and a hotel. The electrical and thermal energies produced annually, as well as the amount of backup energy, were calculated by means of an energy simulation using the SolTerm program, for the climatic conditions of Porto, Lisboa, Faro and Bragança.

An economical analysis was carried out by comparing the hybrid system with a conventional energy system and with a system with thermal collectors and photovoltaic panels installed separately.

Finally the environmental impact of a hybrid system was assessed and compared with a conventional energy system.

## ÍNDICE GERAL

<u>RESUMO</u>	<u>vii</u>
<u>SUMMARY</u>	<u>ix</u>
<u>ÍNDICE GERAL</u>	<u>xi</u>
<u>ÍNDICE DE FIGURAS</u>	<u>xvii</u>
<u>ÍNDICE DE TABELAS</u>	<u>xxiii</u>
<u>NOMENCLATURA</u>	<u>xxv</u>
<u>CAPÍTULO 1</u>	<u>1</u>
<u>1 INTRODUÇÃO</u>	<u>1</u>
1.1 O CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL	1
1.2 A ENERGIA SOLAR EM PORTUGAL	2
1.3 OBJECTIVOS	3
1.4 ORGANIZAÇÃO DA TESE	4
<u>CAPÍTULO 2</u>	<u>5</u>

<b><u>2</u></b>	<b><u>COLECTORES SOLARES HÍBRIDOS (CSH)</u></b>	<b><u>5</u></b>
2.1	INTRODUÇÃO AOS COLECTORES HÍBRIDOS	5
2.1.1	CSH PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA	7
2.1.2	CSH PARA AQUECIMENTO DE AR	8
2.2	MODELAÇÃO DE UM CSH	10
2.2.1	CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS	11
2.2.1.1	Resistências térmicas	13
2.2.2	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	15
2.3	RESUMO BIBLIOGRÁFICO	16
2.3.1	MODELOS NUMÉRICOS E ANALÍTICOS	17
2.3.2	ESTUDO DE CSH EM ESTADO DINÂMICO	19
2.3.3	MODELOS COMPUTACIONAIS	19
2.3.4	CONSTRUÇÃO DE PROTÓTIPOS	21
2.3.5	OUTROS MODELOS	23
2.3.5.1	Colector com absorsor em plástico	23
2.3.5.2	Estudo de fachadas híbridas	23
	<b><u>CAPÍTULO 3</u></b>	<b><u>25</u></b>
<b><u>3</u></b>	<b><u>MODELO MATEMÁTICO DE UM CSH</u></b>	<b><u>25</u></b>
3.1	MODELO PROPOSTO	25
3.2	BALANÇOS TÉRMICOS	29
3.2.1	BALANÇO TÉRMICO AO VIDRO	31
3.2.1.1	Interface vidro-exterior	31
3.2.1.2	Interface vidro-interior	33
3.2.1.3	Radiação entre o vidro e as várias secções da placa	34

3.2.2	BALANÇO TÉRMICO À CÉLULA	37
3.2.2.1	Propriedades ópticas	37
3.2.2.2	Rendimento da célula	40
3.2.3	BALANÇO TÉRMICO AO ABSORSOR	41
3.2.3.1	Distribuição da temperatura na placa absorvora (alheta)	41
3.2.3.2	Determinação do fluxo de calor na placa absorvora (alheta)	42
3.2.4	BALANÇO TÉRMICO AO TUBO	45
3.2.4.1	Fluxo de calor recebido no tubo	45
3.2.5	BALANÇO TÉRMICO À ÁGUA	46
3.2.5.1	Coeficiente convectivo da água	47
3.2.5.2	Ligação tubo-absorvora	49
3.2.5.3	Determinação do coeficiente global de transferência de calor tubo-água	49
3.2.5.4	$\Delta T_{ln}$ tubo-água	50
3.2.6	BALANÇO TÉRMICO AO ISOLANTE	51
3.2.6.1	Coeficientes de transferência de calor por condução	52
3.2.6.2	Coeficiente global de transferência de calor isolante-ambiente	53
3.3	MODELAÇÃO NUMÉRICA	53
3.3.1	CONSTANTES UTILIZADAS	55
3.3.2	PRESSUPOSTOS ASSUMIDOS PARA A REALIZAÇÃO DO MODELO	58
3.3.3	MODELAÇÃO EM EES	59
3.3.4	RESULTADOS DA MODELAÇÃO	63
3.3.4.1	Variação da temperatura, em cada nó, ao longo dos quatro elementos de volume longitudinais considerados	63
3.3.4.2	Variação da temperatura em função das variáveis de entrada para cada nó	66
3.3.4.3	Curvas de eficiência	69
3.3.4.4	Escolha dos modelos	76

<b>CAPÍTULO 4</b>	<b>79</b>
-------------------	-----------

## **4 APLICAÇÃO DO CSH A DOIS SISTEMAS DE MICRO-COGERAÇÃO**

### **DISTINTOS**

**79**

<b>4.1</b>	<b>CASOS DE ESTUDO</b>	<b>81</b>
4.1.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA APLICADO EM ESCALA PEQUENA	83
4.1.1.1	Sistema térmico	83
4.1.1.2	Sistema Eléctrico	86
4.1.2	DESCRIÇÃO DO SISTEMA APLICADO NUMA ESCALA MAIOR	89
4.1.2.1	Sistema térmico	89
4.1.2.2	Sistema Eléctrico	90
4.1.3	DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS NECESSÁRIOS NO ESTUDO	93
4.1.3.1	Parâmetros térmicos	93
4.1.3.2	Parâmetros eléctricos	94
4.1.4	CONTRIBUIÇÃO SOLAR E ENERGIA PRODUZIDA PARA O SISTEMA COM CSH	97
4.1.4.1	Estudo dos casos de estudo	97
<b>4.2</b>	<b>ESTUDO ECONÓMICO</b>	<b>106</b>
4.2.1	CUSTO DO CICLO DE VIDA	107
4.2.1.1	Habitação	107
4.2.1.2	Hotel	109
4.2.2	CUSTOS DOS VÁRIOS TIPOS DE ENERGIA	113
4.2.2.1	Electricidade	113
4.2.2.2	Gás natural	116
4.2.2.3	Gasóleo de aquecimento	117
4.2.3	CUSTO DE INVESTIMENTO	117
4.2.4	TEMPO DE AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO INICIAL	119
<b>4.3</b>	<b>IMPACTO AMBIENTAL</b>	<b>123</b>
<b>4.4</b>	<b>RESUMO FINAL</b>	<b>126</b>
<b>4.5</b>	<b>ESTUDO DE SENSIBILIDADE</b>	<b>131</b>

<b>CAPÍTULO 5</b>	<b>135</b>
<b><u>5 CONCLUSÕES</u></b>	<b><u>135</u></b>
5.1 CONCLUSÕES REFERENTES AOS MODELOS ESTUDADOS EM EES	135
5.2 CONCLUSÕES REFERENTES AOS MODELOS ESTUDADOS EM SOLTERM	136
5.3 CONCLUSÕES REFERENTES AO ESTUDO ECONÓMICO	138
5.4 CONCLUSÕES REFERENTES AO ESTUDO DO IMPACTO AMBIENTAL	139
5.5 PERSPECTIVAS FUTURAS DOS CHS	140
<b><u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u></b>	<b><u>143</u></b>





## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 – Perfil de temperaturas num CSH.....	6
Fig. 2 – Diferentes concepções: (A) CSH plano; (B) CSH canal; (C) CSH fluxo livre; (D) CSH duplo-absoridor.....	7
Fig. 3 – (A) CSH com circulação em termosifão (Fonte: T.T. Chow, 2006), (B) CSH com circulação forçada (Fonte: G. Fraisse et al, 2006).....	8
Fig. 4 – CSH + ar (Fonte: Y. Tripanagnostopoulos, 2005) .....	8
Fig. 5 – CSH com circulação a ar (Fonte: Solarwall).....	9
Fig. 6 – Esquema das resistências térmicas no colector (Fonte: Arvind Tiwari, 2005; Duffie e Beckman, 1991).....	14
Fig. 7 – (A) Células Flexíveis de silício amorfo; (B) Células de silício monocristalino .....	26
Fig. 8 – Configuração FCCT .....	27
Fig. 9 – Configuração Mono.....	28
Fig. 10 – Elemento de volume e fluxos de calor analisados, no caso da configuração FCCT .....	29
Fig. 11 – Escoamento longitudinal, ao longo dos tubos, considerando a configuração FCCT .....	30
Fig. 12 – Fluxos de calor no vidro .....	31
Fig. 13 – Factor de forma para placas paralelas (Fonte: Frank Incropera, 2003).....	35
Fig. 14 – Fluxos de calor na célula FV .....	37
Fig. 15 – Absorção, pela placa absorvedora, da radiação solar num colector com uma cobertura (Fonte: Duffie e Beckman, 1991).....	39

Fig. 16 – Fluxos de calor no absorsor.....	41
Fig. 17 – Distribuição do perfil de temperaturas na placa absorSORa .....	42
Fig. 18 – Distribuição do perfil de temperaturas na placa absorSORa, considerando a temperatura da célula constante.....	42
Fig. 19 – Fluxos de calor no tubo .....	45
Fig. 20 – Fluxos de calor na água.....	46
Fig. 21 – Temperaturas de entrada e saída, da água, numa determinada secção de volume .....	48
Fig. 22 – Ligação tubo-absorSOR.....	49
Fig. 23 – Representação de uma secção de volume do tubo (Fonte: Frank Incropera, 2003).....	51
Fig. 24 – Fluxos de calor no isolante .....	51
Fig. 25 – Área de transferência de calor tubo-isolante.....	52
Fig. 26 – Fluxos de energia no CSH.....	60
Fig. 27 – Variáveis de saída do modelo construído, com 6 nós, considerando as quatro secções de volume .....	61
Fig. 28 – Variáveis de saída do modelo construído, com 7 nós, considerando as quatro secções de volume .....	61
Fig. 29 – Variação das temperaturas ao longo dos quatro elementos considerados, para o modelo Mono .....	65
Fig. 30 – Variação das temperaturas ao longo dos quatro elementos considerados, para o caso FCCT.....	66
Fig. 31 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de radiação assumidos, para o modelo Mono .....	67
Fig. 32 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de temperatura de entrada da água, para o modelo Mono .....	68
Fig. 33 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de temperatura ambiente, para o modelo Mono.....	68

Fig. 34 – Curvas de eficiências para o estudo de um CSH Mono .....	69
Fig. 35 – Curvas de eficiências para o estudo de um CSH FCCT .....	70
Fig. 36 – Potência eléctrica para o estudo de um CSH Mono.....	70
Fig. 37 – Potência calorífica para o estudo de um CSH Mono.....	71
Fig. 38 – Regressão linear aplicada ao estudo do CSH Mono.....	72
Fig. 39 – Regressão linear aplicada ao estudo do CSH FCCT .....	72
Fig. 40 – Comparação da eficiência eléctrica para os modelos estudados, contabilizando apenas os modelos com células flexíveis .....	73
Fig. 41 – Comparação da eficiência eléctrica para todos os modelos estudados .....	73
Fig. 42 – Comparação da eficiência térmica para todos os modelos estudados .....	74
Fig. 43 – Comparação da eficiência global para todos os modelos estudados.....	74
Fig. 44 – Dados meteorológicos do Porto contidos na base de dados do SolTerm....	82
Fig. 45 – Esquema representativo do circuito térmico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de $5,76 \text{ m}^2$ e com apoio eléctrico .....	83
Fig. 46 – Perfil de temperaturas da água de abastecimento ao depósito de armazenamento .....	84
Fig. 47 – Perfil do consumo térmico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de $5,76 \text{ m}^2$ e com apoio eléctrico ....	84
Fig. 48 – Simulação térmica, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de $5,76 \text{ m}^2$ e com apoio eléctrico.....	85
Fig. 49 – Esquema representativo do circuito eléctrico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de $5,76 \text{ m}^2$ .....	86
Fig. 50 – Horas de funcionamento da bomba circuladora, no mês de Janeiro, aplicado a um sistema com uma área de CSH de $5,76 \text{ m}^2$ .....	87
Fig. 51 – Dados considerados para o caso de estudo de uma habitação.....	88

Fig. 52 – Esquema representativo do circuito térmico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de $57,6 \text{ m}^2$ e com apoio eléctrico.....	89
Fig. 53 – Perfil do consumo térmico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de $57,6 \text{ m}^2$ e com apoio eléctrico.....	90
Fig. 54 – Esquema representativo do circuito eléctrico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de $57,6 \text{ m}^2$ .....	91
Fig. 55 – Dados considerados para o caso do hotel.....	92
Fig. 56 – Fracção solar e Energia produzida em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação .....	102
Fig. 57 – Fracção solar e Energia produzida em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel.....	102
Fig. 58 – Energia térmica produzida e energia de apoio convencional necessária para satisfazer uma carga térmica de $5484 \text{ kWh/ano}$ em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação.....	104
Fig. 59 – Energia térmica, energia de apoio térmico convencional, energia de apoio térmico de origem FV e energia excedente, para satisfazer a carga térmica de $54840 \text{ kWh/ano}$ , em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel.....	105
Fig. 60 – Poupanças do ciclo de vida, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação .....	110
Fig. 61 – Poupanças do ciclo de vida, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel.....	111

Fig. 62 – Receita da venda, da electricidade produzida via FV, à rede e electricidade produzida, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação.....	115
Fig. 63 – Receita da venda, da electricidade produzida via FV, à rede e electricidade produzida, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel.....	116
Fig. 64 – Investimento e tempo de amortização, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação .....	121
Fig. 65 – Investimento e tempo de amortização, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel .....	122
Fig. 66 – CO <sub>2</sub> evitado, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação.....	124
Fig. 67 – CO <sub>2</sub> evitado, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel.....	125



## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Fabricantes existentes actualmente no mercado (Fonte: Henrik Sørensen et al, 2003; PVthermal).....	9
Tabela 2 – Modelos estudados .....	54
Tabela 3 – Parâmetros usados na modelação do CSH.....	56
Tabela 4 – Parâmetros físicos usados na modelação do CSH.....	57
Tabela 5 – Parâmetros eléctricos usados na modelação do CSH.....	57
Tabela 6 – Variáveis de entrada do modelo .....	62
Tabela 7 – Caso demonstrativo .....	64
Tabela 8 – Variação das temperaturas, ao longo dos quatro elementos de volume considerados, para o modelo Mono.....	64
Tabela 9 – Variação das temperaturas, ao longo dos quatro elementos de volume considerados, para o modelo FCCT .....	65
Tabela 10 – Resultados das eficiências máximas (rendimentos ópticos) e do coeficiente global de perdas para cada um dos modelos estudados.....	75
Tabela 11 – Parâmetros térmicos característicos do modelo Mono e FCCT .....	93
Tabela 12 – Parâmetros eléctricos característicos do modelo Mono e FCCT .....	96
Tabela 13 – Fracção solar, inclinação dos colectores, energia térmica produzida e energia FV produzida para o caso da habitação.....	100
Tabela 14 – Fracção solar, inclinação dos colectores, energia térmica produzida e energia FV produzida para o caso do hotel.....	101
Tabela 15 – Custo da electricidade (Fonte: EDP).....	114

Tabela 16 – Horários do ciclo de consumo da electricidade para a tarifa de baixa tensão especial – longas utilizações (Fonte: EDP) .....	114
Tabela 17 – Custo do gás natural (Fonte: Portgás) .....	117
Tabela 18 – Custo do gasóleo de aquecimento (Fonte: Galpenergia) .....	117
Tabela 19 – Custos iniciais do sistema .....	118
Tabela 20 – Emissões de CO <sub>2</sub> para cada um dos tipos de energia de apoio considerados .....	124
Tabela 21 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CSH para o caso da habitação.....	127
Tabela 22 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CP para o caso da habitação.....	128
Tabela 23 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CSH para o caso do hotel.....	129
Tabela 24 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CP para o caso do hotel.....	130
Tabela 25 – Estudo de sensibilidade da taxa de juro, para a habitação .....	132
Tabela 26 – Estudo de sensibilidade da taxa de juro, para o hotel.....	133
Tabela 27 – Relação entre as áreas dos modelos híbridos com as dos sistemas convencionais.....	138



## NOMENCLATURA

$A$	área ( $\text{m}^2$ )
$a_1$	parâmetro da curva do colector [ $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ ]
$a_2$	parâmetro da curva do colector [ $\text{W}^2/(\text{m}^4 \text{K}^2)$ ]
$A_{\text{abertura}}$	área de abertura do colector ( $\text{m}^2$ )
$C$	condutância térmica ( $\text{W}/\text{m}$ )
$\text{CCV}$	custo do ciclo de vida (€)
$c_p$	calor específico [ $\text{J}/(\text{kg K})$ ]
$D$	diâmetro ( $\text{m}$ )
$E_{\text{AC}}$	energia do apoio convencional ( $\text{kWh}$ )
$E_{\text{AFV}}$	energia do apoio fotovoltaico ( $\text{kWh}$ )
$E_{\text{Exed}}$	energia eléctrica fotovoltaica excedente ( $\text{kWh}$ )
$E_f$	potência eléctrica de origem fotovoltaica ( $\text{W}$ )
$E_{\text{FV-}}$	energia eléctrica de origem fotovoltaica ( $\text{kWh}$ )
$E_{\text{FVV-}}$	energia eléctrica de origem fotovoltaica vendida à rede ( $\text{kWh}$ )
$E_T$	energia térmica ( $\text{kWh}$ )
$f$	fracção solar média anual (%)
$f_{\text{ag}}$	factor de atrito
$\text{FCCE}$	factor do custo de energia
$\text{FF}$	factor de forma para a troca de radiação entre duas superfícies
$\text{FR}$	factor de remoção de calor
$G$	radiação solar global ( $\text{W}$ )
$h$	coeficiente de transferência de calor [ $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ ]
$H$	altura ( $\text{m}$ )

$I$	intensidade da corrente (A)
$I_D$	intensidade da corrente do diodo directamente polarizado (A)
$I_{Glob}$	radiação solar global incidente ( $W/m^2$ )
$I_L$	intensidade da corrente do diodo (A)
$Inf$	inflação (%)
$I_o$	intensidade de corrente inversa de saturação do diodo (A)
$J$	taxa de juro (%)
$k$	condutibilidade térmica ( $W/m$ )
$K$	modificador de ângulo ( $^{\circ}$ )
$l$	largura (m)
$L$	comprimento (m)
$m$	factor de idealidade
$\dot{m}$	caudal mássico ( $kg/s$ )
$N$	número de anos de tempo de vida
$N_C$	número de coberturas
$N_{fs}$	número de células em série
$n_{incl}$	índice refractivo
$n_{ref}$	índice refractivo
$Nu$	número de Nusselt
$P$	potência (W)
$PCV$	Poupança do ciclo de vida (€)
$p_{Ele}$	preço da electricidade comprada (€)
$p_{EleV}$	tarifa de venda da electricidade à rede (€)
$Pr$	número de Prandlt
$P_{S/CST}$	poupanças simples sem contabilizar o custo total do sistema (€)
$Q$	potência calorífica (W)
$q$	fluxo de calor ( $W/m^2$ )
$q_e$	carga do electrão (C)

$r$	raio (m)
$R$	resistência ( $\Omega$ ) ou (W/m)
$Ra$	número de Rayleigh
$Rad$	radiosidade (W/m <sup>2</sup> )
$Re$	número de Reynolds
$R_{glob}$	resistência global (W/m)
$r_{par}$	componente paralela da reflexão da radiação
$r_{per}$	componente perpendicular da reflexão da radiação
$T$	temperatura (°C)
$\bar{T}$	temperatura média (°C)
$u_a$	velocidade do vento (m/s)
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W/(m <sup>2</sup> °C)]
$U_L$	coeficiente global de perdas [W/(m <sup>2</sup> °C)]
$V$	tensão (V)
$V_t$	tensão térmica (V)
$w$	espaçamento ou largura (m)
$W$	razão adimensional
$x$	distância (m)
$X$	largura do absorsor (m)

## *Índices*

0	externo
12	interface superfície 1/ superfície 2
21	interface superfície 2/ superfície 1
a	absorisor
ad	película adesiva
af	interface absorisor/ célula fotovoltaica
ag	água
ag0	água entrada
ag2	água saída
ai	interface absorisor/ isolante
alheta	parte correspondente ao absorisor ligada directamente ao tubo
amb	ambiente
ambi	interface ambiente/ isolante
ambv	interface ambiente/ vidro
ar	ar
av	interface absorisor/ vidro
bo	ligação tubo/ absorisor
C	convencional
CA	circuito aberto
CC	curto-circuito
cond	condução
conv	convecção
CSH	colector solar híbrido
Cu	cobre
e	exterior
E	eléctrico

Ele	electricidade
ev	interface exterior/ vidro
f	célula fotovoltaica
G	global
Gasol	gasóleo
GN	gás natural
Hab	Habitação
Hot	Hotel
i	isolante
int	interno
it	interface isolante/ tubo
mag	média água
max	máxima
n	normal
o	entrada
P	paralelo
rad	radiação
ref	referência
refop	referência de operação
s	saída
S	série
sola	interface sol/ absorsor
solf	interface sol/ célula fotovoltaica
solt	interface sol/ tubo
solv	interface sol/ vidro
solv	interface sol/ vidro
t	tubo
T	térmico



ta	interface tubo/ absorsor
tag	interface tubo/ água
tv	interface tubo/ vidro
tot ou total	total
u	útil
v	vidro
va	interface vidro/ absorsor
vf	interface vidro/ célula fotovoltaica
vt	interface vidro/ tubo

## *Letras Gregas*

$\alpha$	coeficiente de absorção
$\beta_r$	coeficiente de expansão térmica (1/K)
$\delta$	espessura (m)
$\Delta T$	gradiente de temperatura (K)
$\Delta T_{ln}$	temperatura média logarítmica (K)
$\varepsilon$	coeficiente de emissão
$\eta$	rendimento
$\eta_o$	rendimento óptico
$\Lambda$	coeficiente de extinção ( $m^{-1}$ )
$\mu$	viscosidade (Pas)
$\mu_{Icc}$	factor de variação da intensidade com a temperatura ( $A/^{\circ}C$ )
$\mu_{VCA}$	factor de variação da tensão com a temperatura ( $V/^{\circ}C$ )
$\theta_{incl}$	inclinação ( $^{\circ}$ )
$\theta_{ref}$	ângulo de refacção ( $^{\circ}$ )
$\Theta$	temperatura absoluta (K)
$\rho$	coeficiente de reflexão
$\rho_{ag}$	densidade da água ( $kg/m^3$ )
$\rho_d$	coeficiente de reflexão da cobertura do colector contemplando a radiação difusa incidente reflectida na superfície do absorsor
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $W/(m^2 K^4)$ )
$\tau$	coeficiente de transmissão
$\tau_a$	coeficiente de transmissão considerando apenas as perdas por absorção
$\tau_r$	coeficiente de transmissão considerando apenas as perdas por reflexão

## *Abreviaturas*

CSH	colector solar híbrido
CSH FF	modelo híbrido com células flexíveis
CSH FM	modelo híbrido com células monocristalinas
CP FF	modelo convencional (colector solar + painel FV) com células flexíveis
CP FM	modelo convencional (colector solar + painel FV) com células monocristalinas
CST	colector solar térmico
GEE	gases de efeito de estufa
FCCT	modelo de um colector solar híbrido com duas células flexíveis entre tubos
FCT	modelo de um colector solar híbrido com uma célula flexível entre tubos
FDm	modelo de um colector solar híbrido com células flexíveis com uma distância, entre o tubo e a célula fotovoltaica, menor
FEM	modelo de um colector solar híbrido com células flexíveis com um coeficiente de emissão superior
FV	fotovoltaico
Mono	modelo de um colector solar híbrido com uma célula monocristalina entre tubos
MonoEM	modelo de um colector solar híbrido, com células monocristalinas, com um coeficiente de emissão superior
PQ	protocolo de Quito
UE	União Europeia



# CAPÍTULO 1

## 1 Introdução

### 1.1 O Contexto Energético Actual

O maior desafio com que a indústria energética se depara actualmente, é o de diminuir o aquecimento global (J.S. Coventry, 2004). Na sequência do protocolo de Quioto (PQ) foi realizada uma conferência sobre mudanças climáticas, em Bali (UNFCCC, 2007), a qual ficou marcada pelo retrocesso por parte dos Estados Unidos, que assumiu também o compromisso de reduzir a emissão de gases de efeito de estufa (GEE). Com o PQ, estabeleceu-se um calendário pelo qual os países desenvolvidos assumem o compromisso de reduzir a emissão de GEE em, pelo menos, 5% em relação aos níveis de 1990 no período entre 2008 e 2012. Esta redução deverá ocorrer em várias actividades económicas, entre elas os sectores de energia e dos transportes. Outro aspecto de importância extrema foi a promoção do uso de fontes energéticas renováveis, como uma das formas de atingir a meta estabelecida (Protocolo de Quioto, 1997).

Para tal Portugal, no seguimento do referido anteriormente, bem como respeitando a mesma linha de orientação da União Europeia (UE) e do programa E4 (Programa E4, 2001), assumiu o compromisso de, reforçar as energias renováveis assegurando que, em 2010, 39% da produção da energia eléctrica final

provenha de fontes desta mesma origem (DL n.º 7/ 2002). Os edifícios residenciais e de serviços são responsáveis por mais de 60% de toda a electricidade disponibilizada ao consumo (que representa 22% da energia primária), o que revela que se a electricidade é um problema para as emissões de CO<sub>2</sub>, os edifícios são parte da sua solução (RCM n.º 169/2005). A nova versão do Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) obriga à implementação de colectores solares térmicos (CST), para o aquecimento de água sanitária (DL n.º 80/2006). A iniciativa “Renováveis na Hora”, sobre micro-geração, vai tornar mais fácil aos particulares o licenciamento de sistemas fotovoltaicos ou mini-eólicos (DL n.º 363/2007).

Este estudo pretende avaliar o potencial de um novo sistema solar híbrido que permite obter simultaneamente energia térmica e eléctrica, enquadrando-se na filosofia e na legislação indicada.

## 1.2 A Energia Solar em Portugal

Portugal continental apresenta um dos mais elevados recursos solares da Europa, com irradiações no plano horizontal na ordem dos 1400 a 1800 kWh/m<sup>2</sup>/ano, e um número anual de horas de sol que varia entre 2200 a 3000 (M. Collares Pereira, 2000). Como objectivo, o governo estabeleceu a instalação de 1 milhão de m<sup>2</sup> de colectores solares até 2010 (Programa E4, 2001). A 2 anos da meta prevista, ainda muito há que fazer... Assim, o estudo de um Colector Solar Híbrido (CSH), faz todo o sentido, uma vez que é possível obter uma produção combinada de dois tipos de energia, térmica e eléctrica, indo de encontro aos decretos-lei referidos no penúltimo paragrafo do ponto anterior, tornando-se numa opção

interessante e contribuindo para a meta preestabelecida, em 2001, com o programa E4.

### 1.3 Objectivos

Este trabalho tem por objectivo estudar a performance eléctrica e térmica de um colector solar plano híbrido, que permite o aquecimento de águas domésticas (sanitárias) e a geração de electricidade.

Foi desenvolvido um modelo matemático, recorrendo ao programa EES, com a finalidade de prever o rendimento térmico, eléctrico e global do colector. Este tipo de colector tem como principal característica, na sua constituição, a existência de células fotovoltaicas. Trata-se de um sistema de micro-cogeração, onde é produzida simultaneamente energia térmica e eléctrica. A função do sistema de remoção de calor (tubos), além de diminuir a temperatura de funcionamento do módulo FV, é a de permitir o aproveitamento do calor, que de outra forma seria desperdiçado para o ambiente. Esta diminuição da temperatura do módulo FV afecta directamente a eficiência das células pois, quando as células FV são arrefecidas, verifica-se um aumento na produção de energia eléctrica quando comparado com um painel FV convencional (G. Fraisse et al, 2006).

Seguidamente procedeu-se a uma análise energética anual comparativa, entre o colector híbrido e um sistema convencional, com um colector e um painel FV separados, recorrendo ao programa SolTerm.

Por fim, efectuou-se um estudo económico e ambiental, de forma a ser

possível avaliar o seu interesse e possível impacto.

## 1.4 Organização da tese

No capítulo 2 é feita uma introdução aos colectores solares híbridos, fazendo uma abordagem da bibliografia existente actualmente, bem como dos modelos já comercializados.

No capítulo 3 descreveu-se a modelação realizada, para várias configurações possíveis: CSH com células flexíveis, CSH com células monocristalinas e diferentes configurações do colector, apresentando-se os resultados da modelação e escolhendo-se as mais adequadas à implementação prática.

No capítulo 4 são descritos os casos de estudo (habitação uni-familiar e hotel) aos quais foram aplicados os modelos seleccionados no capítulo 3. Seguiu-se a apresentação dos resultados dos estudos realizados na simulação em Solterm, bem como o estudo económico e ambiental.

No capítulo 5 apontam-se as conclusões finais do trabalho, bem como sugestões tendo em vista o futuro dos CSH.

## CAPÍTULO 2

### 2 Colectores Solares Híbridos (CSH)

#### 2.1 Introdução aos Colectores Híbridos

Cada vez mais o espaço útil para a instalação de tecnologias de aproveitamento de Energia Solar é limitado, devido ao crescente número de edifícios de andares. Isto significa que, por habitação, existe menos área disponível para o aproveitamento deste tipo de energia. As tecnologias solares que se encontravam até há pouco tempo disponíveis, consistem na utilização separada de módulos FV e colectores solares térmicos. Normalmente opta-se por uma destas tecnologias, sendo raramente utilizadas as duas simultaneamente (M.J.M. Jong et al, 2004). Para além deste facto, mais de 80% da radiação solar incidente num painel FV não é convertida em electricidade, mas é reflectida ou convertida sob a forma de energia térmica. Este facto leva a um aumento na temperatura de trabalho das células FV e a uma consequente diminuição do rendimento eléctrico, na ordem dos 3-6‰, por cada grau Celsius. Assim os CSH, são utilizados para gerar simultaneamente electricidade e energia térmica. Além de se conseguir obter uma maior eficiência de conversão energética, com um sistema híbrido, consegue-se uma redução do espaço útil e do investimento inicial, quando comparado com um sistema composto por um CST e um painel FV, colocados lado-a-lado (T.T. Chow et al, 2006).

Estes colectores são de simples construção sendo, no fundo, um painel FV acoplado a um absorsor e um sistema de extracção de calor. O seu fabrico consiste em introduzir, num colector térmico convencional, células FV, que poderão ou não ocupar toda a área exposta do absorsor.

A existência de um sistema de extracção de calor tem dois grandes objectivos. Primeiro, arrefecer o módulo FV e melhorar o seu desempenho eléctrico e, em segundo lugar, aproveitar a energia térmica produzida que, de outra forma, seria rejeitada para o meio ambiente (P.G. Charalambous, 2004).

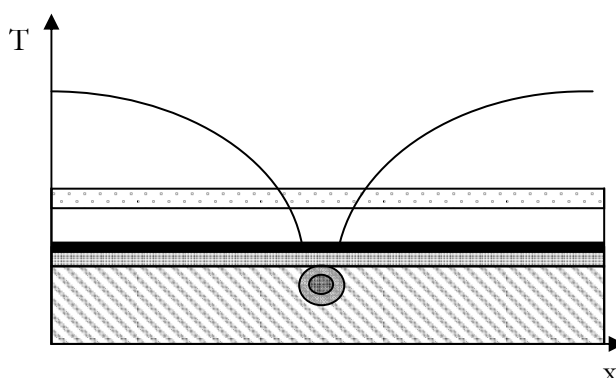


Fig. 1 – Perfil de temperaturas num CSH

Os CSH podem ser divididos em dois grandes grupos:

- 1º CSH para aquecimento de água – como exemplo poderá ser referido o colector plano com células FV integradas;
- 2º CSH para aquecimento de ar – podem ser integrados em fachadas, ou nos telhados, e resumem-se a módulos FV com ventilação posterior de um fluxo de ar.

Os colectores a água podem ainda ser subdivididos em grupos, de acordo com a gama de temperaturas de trabalho pretendida (baixa, média ou alta).

## 2.1.1 CSH para aquecimento de água

São sistemas onde a água funciona como fluido térmico. Esta pode fluir quer através de circulação forçada (bomba) quer por circulação natural – termosifão (diferença de densidades). Normalmente encontra-se no interior de tubos circulares, soldados ao absorvedor, ou em canais, no topo do mesmo, conforme se pode verificar dos modelos estudados por H. A. Zondag, expostos na fig. 1.

A colocação das células FV directamente em contacto com o absorvedor, vai permitir uma maior eficiência eléctrica, uma vez que será extraído calor directamente destas.

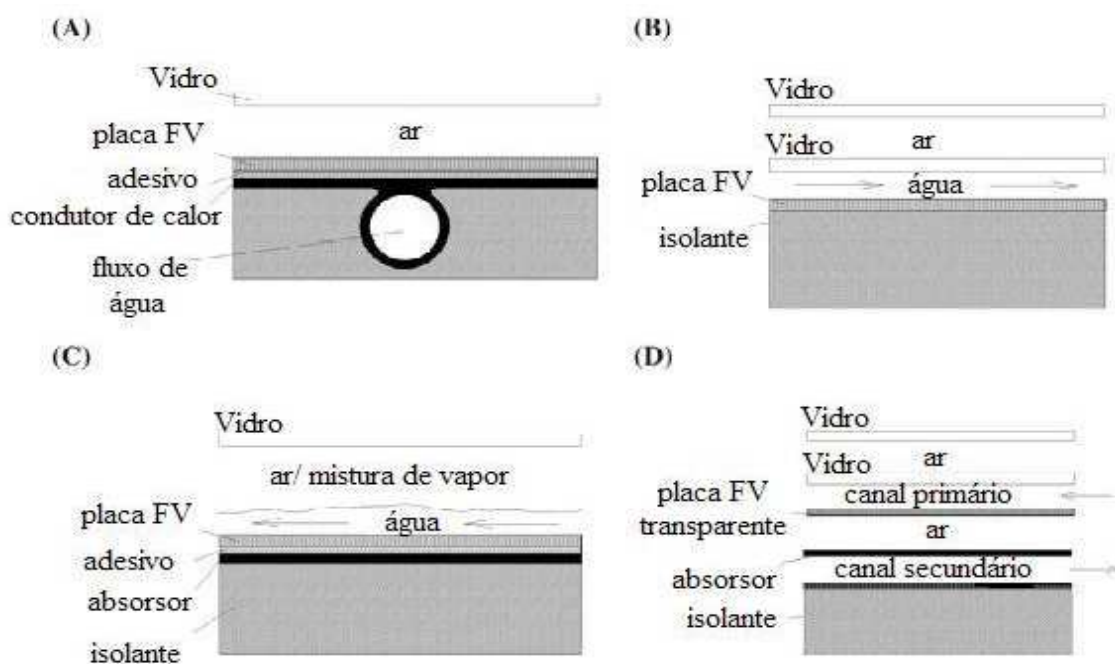


Fig. 2 – Diferentes concepções: (A) CSH plano; (B) CSH canal; (C) CSH fluxo livre; (D) CSH duplo-absorvedor

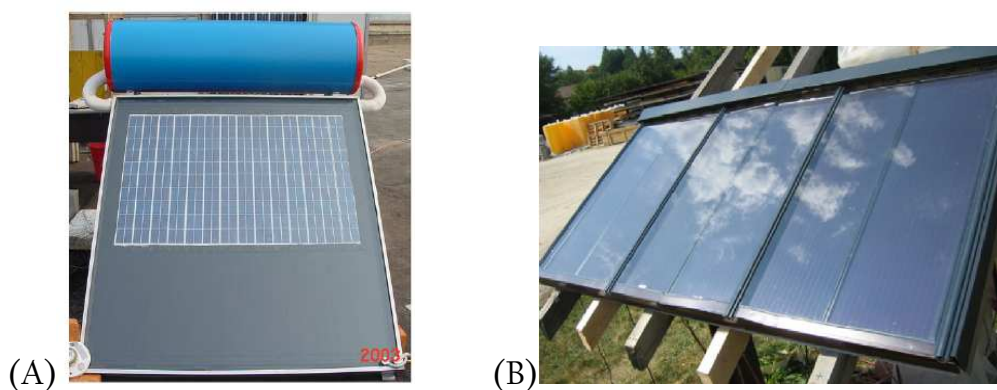


Fig. 3 – (A) CSH com circulação em termosifão (Fonte: T.T. Chow, 2006), (B) CSH com circulação forçada (Fonte: G. Fraisse et al, 2006)

### 2.1.2 CSH para aquecimento de ar

Neste caso, em vez de água, é utilizado o ar como fluido térmico. Este pode circular por ventilação forçada ou natural. As células FV podem servir como absorvedor ou como cobertura estando directamente ligadas à cobertura do colector.

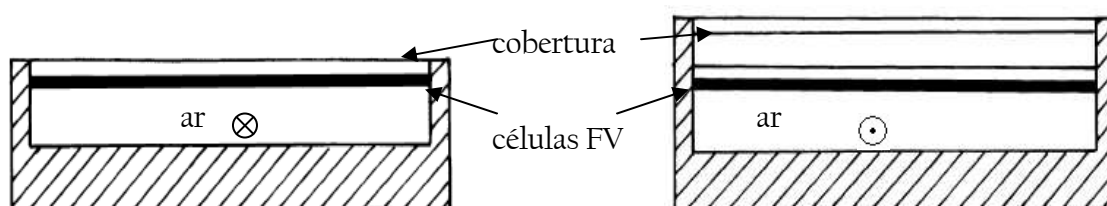


Fig. 4 – CSH + ar (Fonte: Y. Tripanagnostopoulos, 2005)



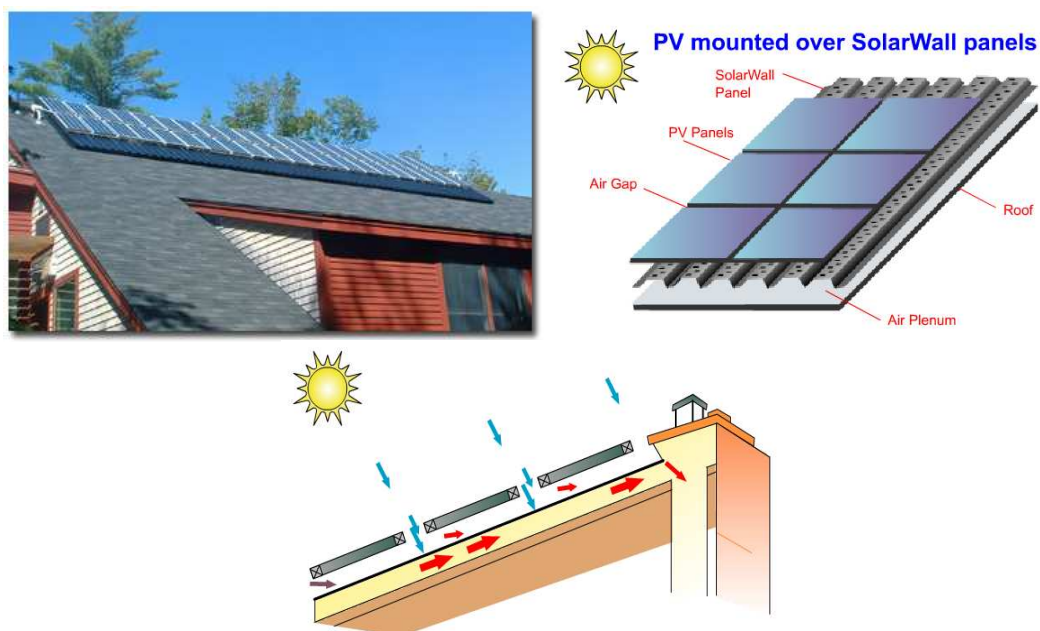


Fig. 5 –CSH com circulação a ar (Fonte: Solarwall)

De acordo com os tipos de colectores atrás abordados existem já alguns modelos a serem comercializados. Na tabela 1 estão referenciados alguns dos fabricantes actuais.

Tabela 1 – Fabricantes existentes actualmente no mercado (Fonte: Henrik Sørensen et al, 2003; PVthermal)

Fluido Térmico	Fabricante	Nacionalidade
AR	Millennium Electric (Chromagen Solar Energy Systems)	Israel
	Aidt Miljø A/S	Dinamarca
	Coserval Engineering	Canadá
	Grammer KG	Alemanha
	Phototronics Solar-Technik, Putzbrunn, parte da ASE	Alemanha
ÁGUA	Millennium Electric (Chromagen Solar Energy Systems)	Israel
	PVTwins	Holanda
	ICEC AG	Suíça
	Sekisui Chemical Co., Lda	Japão

Além dos colectores atrás referenciados existe ainda uma outra gama, de CSH concentradores, que produzem simultaneamente energia térmica e eléctrica (iea-shc, 2007), respeitando o princípio de funcionamento de um colector concentrador convencional.

## 2.2 Modelação de um CSH

Existem vários parâmetros que afectam a performance de um CSH, nomeadamente, o caudal mássico, a temperatura de entrada do fluido, o número de coberturas, a condutância entre o absorber e o fluido, o comprimento e diâmetro dos tubos e a espessura da alheta.

Neste trabalho foram propostos vários modelos para a modelação destes colectores, que serão referenciados no capítulo seguinte.

O principal objectivo da modelação de um CSH consiste em determinar a performance eléctrica e térmica do mesmo, em estado estacionário ou quasi-estacionário, para determinadas condições de trabalho (radiação solar, temperatura do fluido térmico, temperatura ambiente,...). Condições essas que permitirão avaliar, de uma forma numérica ou analítica, as características intrínsecas de um determinado modelo.

### 2.2.1 Características térmicas

O modelo térmico é baseado num balanço energético do calor envolvido no processo, para todos os diferentes “elementos” do CSH. Para tal é necessário conhecer os factores de absorção e transmissão, tendo por base as características ópticas dos materiais envolvidos na construção do colector (H.A. Zondag, 2003).

Os valores dos parâmetros utilizados no estudo, bem como o método de cálculo, serão demonstrados no capítulo seguinte.

Para o cálculo do rendimento térmico do colector é utilizada a expressão:

$$\eta_T = \frac{Q_u}{G} = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{G} \quad (2.1)$$

Esta é definida como a razão entre a taxa de energia útil (sob a forma de calor) produzida e a quantidade de radiação solar recebida pelo colector. O parâmetro que representa a radiação solar,  $G$ , encontra-se expresso em  $W$  e caracteriza-se como:

$$G = I_{glob} A_{abertura} \quad (2.2)$$

que será a relação entre a radiação global,  $I_{glob}$ , recebida pelo colector, expressa em  $W/m^2$ , e a área de abertura,  $A_{abertura}$ , do colector.

O rendimento térmico é normalmente representado em função da razão  $\frac{\Delta T}{I_{glob}}$

onde  $\Delta T = \frac{T_s + T_e}{2} - T_{amb}$  representa a diferença entre a temperatura média aritmética do fluido e a temperatura ambiente, sendo designada esta diferença por *temperatura reduzida*.

Através da representação gráfica da curva do rendimento térmico, é possível obter as características térmicas intrínsecas do colector, tais como o rendimento óptico,  $\eta_o = F_R(\tau\alpha)_n$ , e os restantes parâmetros (factores  $a_1$  e  $a_2$ , o factor de remoção de calor e o coeficiente global de perdas do colector). Para um CST convencional (M. João Carvalho, 1998), tem-se:

$$\eta_T = \eta_o - a_1 \frac{\Delta T}{I_{glob}} - a_2 \left( \frac{\Delta T}{I_{glob}} \right)^2 \quad (2.3)$$

Desprezando-se o 3º termo da expressão, que só é significativo em colectores de tubos de vácuo, fica-se com:

$$\eta_T = \eta_o - a_1 \frac{\Delta T}{I_{glob}} \quad (2.4)$$

Ou

$$\eta_T = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{\Delta T}{I_{glob}} \quad (2.5)$$

Onde  $F_R$  é o factor de remoção de calor do colector,  $\tau$  o coeficiente de transmissão da cobertura transparente,  $\alpha$  o coeficiente de absorção da placa colectora e  $U_L$  o coeficiente global de perdas do colector.

Assim, através de uma regressão linear, é possível determinar os parâmetros pretendidos. O rendimento óptico será então a ordenada na origem, da recta, e o parâmetro  $a_1$  o seu declive.

Outro parâmetro relevante no estudo de um CST convencional designa-se por modificador de ângulo,  $K$ , e avalia a dependência do rendimento óptico do colector no ângulo de incidência da radiação solar. Pode então escrever-se que:

$$K = 1 - b_o \frac{1}{\cos\theta_{incl} - 1} \quad (2.6)$$

Considerando-se  $b_o = 0,1$  no caso de um colector com uma cobertura (M. João Carvalho, 2006).

### 2.2.1.1 Resistências térmicas

A taxa de calor removida pelo fluido térmico pode ser relacionada, em termos de analogia reo-eléctrica, com a soma de uma associação de resistências em série.

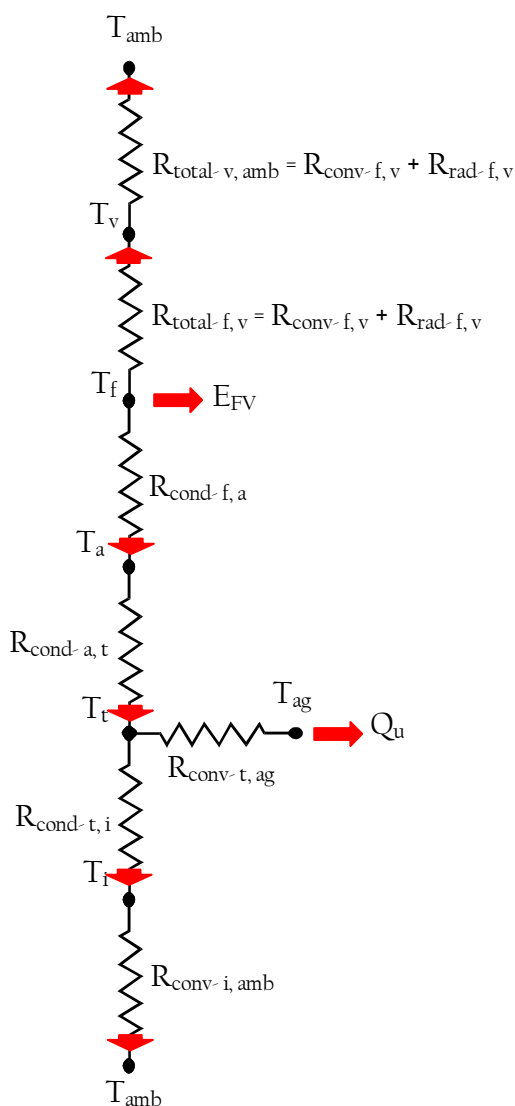


Fig. 6 – Esquema das resistências térmicas no colector (Fonte: Arvind Tiwari, 2005; Duffie e Beckman, 1991)

$$R_{\text{global}} = R_{\text{total-v, amb}} + R_{\text{total-f, v}} + R_{\text{cond-f, a}} + R_{\text{cond-a, t}} + R_{\text{cond-t, i}} + R_{\text{conv-i, amb}} + R_{\text{conv-t, ag}} \quad (2.7)$$

As resistências individuais representam as resistências por condução, convecção e radiação, dependendo dos casos, entre cada camada do colector.

Desta forma, a expressão do calor útil pode ser reescrita como:

$$Q_u = \frac{\Delta T}{R_{\text{global}}} = \frac{(T_s - T_o)}{R_{\text{global}}} \quad (2.8)$$

### 2.2.2 Características Eléctricas

A determinação do rendimento eléctrico é feita utilizando a expressão:

$$\eta_E = \frac{I_{\text{max}} V_{\text{max}}}{G} \quad (2.9)$$

sendo o numerador caracterizado como a relação entre a tensão (V) e a intensidade (A) máxima do módulo FV, à sua máxima potencia. Ou, de uma forma mais simples, determinada através de balanços de energia:

$$\eta_E = \frac{E_{\text{FV}}}{G} \quad (2.10)$$

Onde  $E_{\text{FV}}$  é a energia eléctrica, expressa em W, produzida pelo módulo FV.

No caso do estudo eléctrico do colector, uma das características mais relevantes é a temperatura de trabalho da célula FV. É importante conhecer a variação da tensão e da intensidade, para as condições de trabalho em estudo, com a temperatura. Esta variação é dada por:

$$\mu_{I_{CC}} = \frac{dI_{CC}}{dT} = \frac{I_{CC}(T_{f2}) - I_{CC}(T_{f1})}{T_{f2} - T_{f1}} [A/^{\circ}C] \quad (2.11)$$

$$\mu_{V_{CA}} = \frac{dV_{CA}}{dT} = \frac{V_{CA}(T_{f2}) - V_{CA}(T_{f1})}{T_{f2} - T_{f1}} [V/^{\circ}C] \quad (2.12)$$

No numerador, das expressões 2.11 e 2.12, está representada a diferença entre as intensidades de curto-circuito e entre as tensões de circuito aberto às temperaturas da célula FV,  $T_{f2}$  e  $T_{f1}$  (Duffie e Beckman, 1991).

## 2.3 Resumo Bibliográfico

Existem já vários trabalhos na literatura que abordam o tema dos CSH. Na sua grande maioria trata-se de estudos teóricos, havendo também alguns estudos experimentais. Todos têm como finalidade analisar a performance de um sistema solar híbrido.

Os primeiros estudos remontam à década de 70 com Florschuetz (1979) que alargou o estudo realizado por Hottel-Whillier, para um colector plano e, com simples modificações, o aplicou a um CSH (P.G. Charalambous, 2004).

Outros estudos se seguiram, desde então, e poderão ser diferenciados como em subgrupos conforme referido nas secções seguintes.



### 2.3.1 Modelos numéricos e analíticos

Utilizando um CSH com termosifão e concentrando a radiação solar, nas células FV, recorrendo a reflectores parabólicos HP Garg et al (1993) obteve um rendimento térmico e eléctrico de 33,5% e de 3,35%, respectivamente. Validou o facto de se poder considerar a temperatura das células a mesma da placa absorvora. Concluiu que a combinação dos painéis em paralelo produz mais energia eléctrica do que a combinação em série e que a quantidade de água no tanque de armazenamento afecta, de forma significativa, a performance do sistema. A energia eléctrica produzida pelo sistema híbrido é armazenada numa bateria para uso nocturno (iluminação, Tv ou alimentação de uma ventoinha). A eficiência das células incrementa ligeiramente, com o aumento da massa de água, conseguindo gerar energia eléctrica suficiente para 5 a 6 horas durante a noite.

Zondag et al (2001-2003) considerou que a aplicação de uma bomba, no sistema híbrido, aumenta ambos os rendimentos térmico e eléctrico. Estudou diferentes concepções de colectores: plano com tubos circulares, com canal, com fluxo livre e com dois absorvedores. Os colectores com dois absorvedores apresentam uma melhor eficiência térmica e os sem cobertura a melhor eficiência eléctrica. Construiu ainda 4 modelos numéricos: um modelo 3D dinâmico, e 3 modelos em estado estacionário de 1D, 2D e 3D. O modelo 1D, para cálculos diários, apresentou quase tão bons resultados como o modelo 3D dinâmico. Os modelos 2D e 3D são facilmente adaptáveis a outras configurações, dando uma informação mais detalhada. Do modelo 1D concluiu-se que o rendimento eléctrico e térmico, do CSH, foi de 6,7% e 33%, comparando com os convencionais de 7,2% e 54%. A vantagem do modelo 1D é que é 30% mais rápido que o 2D e, por sua vez este, é 25 vezes mais rápido do que o 3D. Assim os 2D e 3D podem ser aplicados a casos mais complexos, enquanto que o de 1D é “perfeito” para optimizações.

Em 2003 Zondag, e mais tarde Arwind Tiwari e MS Sodha (2005), chegaram à conclusão de que um colector plano terá um rendimento térmico na ordem dos 58% para uma radiação solar de  $800 \text{ W/m}^2$  e uma temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$ , no primeiro caso, e para valores de radiação e de temperatura ambiente que variam entre  $486$  a  $850 \text{ W/m}^2$  e de  $25$  a  $36^\circ\text{C}$ , respectivamente para o segundo caso.

MJM Jong et al (2004) verificou que um sistema com colectores CSH necessita de menos 38% de área, para instalação, quando comparado com um sistema combinado de painéis FV e colectores solares. Assume ainda um valor de  $720\text{€}/\text{m}^2$  para um colector deste tipo. Aponta o ângulo de sombreamento e o de inclinação, como factores importantes a ter em conta para a determinação da máxima superfície disponível para a instalação.

Em 2004, Charalambous et al concluiu que a gama de eficiências combinadas andarà na ordem dos 70%, para um “colector perfeito”, e nos 60%, para um “colector de qualidade inferior”. Como a configuração plana é a de mais fácil concepção, e apenas 2% menos eficiente do que as restantes, será a mais promissora de todas. Em termos práticos, o factor de eficiência e o de remoção de calor (FR) podem ser considerados equivalentes aos de um colector convencional. A eficiência térmica de um CSH sem cobertura é reduzida, para uma gama de temperaturas mais elevadas, devido ao aumento das perdas por convecção no topo do colector. O caudal óptimo andarà entre os  $0,001$  a  $0,008 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ , tendo sido já apontado, noutros estudos,  $0,015 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$  como valor possível. Para um aumento entre a distância entre tubos e o diâmetro do tubo, na ordem de 1 para 10, a eficiência térmica decresce aproximadamente para metade.

G. Vokas et al (2005) chegou à conclusão de que o sistema CSH poderá

cobrir grande parte das necessidades de aquecimento e arrefecimento de uma habitação e que um sistema com um CSH tem um rendimento térmico 9% menor que um colector convencional. A performance do sistema varia bastante com a localização geográfica e as diferentes áreas de superfície.

### 2.3.2 Estudo de CSH em estado dinâmico

Com intuito de verificar a performance de um CSH durante períodos de flutuação da radiação solar ou intermitência do escoamento, TT Chow et al (2003), utilizou um modelo dinâmico explícito, baseado no método de volumes de controlo finitos, para um colector CSH plano, com uma só cobertura. Este modelo permitiu uma análise detalhada do fluxo de energia instantânea produzida (eléctrica e térmica), através dos vários componentes do colector. Dividiu cada componente do sistema em nós, sendo assim possível avaliar a condução térmica multidimensional no módulo FV e na placa absorvora. Este modelo pode ser aplicado tanto em condições não-estacionárias como em condições estacionárias.

### 2.3.3 Modelos computacionais

Kaligirou, fez a modelação e simulação de um colector CSH, utilizando o TRNSYS. O caudal óptimo foi de 25 l/h e o sistema híbrido aumenta a eficiência média anual de um FV de 2,8% a 7,7%, cobrindo 49% das necessidades de água quente numa habitação, aumentando também a eficiência média anual para 31,7%. Em termos de poupanças de tempo de vida, a economia é de  $\approx 1366$  € e o tempo de amortização ronda os 4,6 anos. Este sistema produz mais electricidade do que um

FV normal, uma vez que opera a temperaturas inferiores, obtendo ainda como benefício adicional a produção de energia térmica.

Zondag et al (2004) simulou em TRNSYS um sistema CSH com  $25\text{m}^2$  e com uma bomba de calor acoplada. Um sistema deste tipo cobre 100% das necessidades de calor de um edifício holandês, de uma família, enquanto que cobre quase todas as necessidades eléctricas. O custo do CSH foi comparado com  $26\text{m}^2$  de painéis PV e  $7\text{m}^2$  de colectores solares, tendo-se chegado à conclusão de que é idêntico.

Através de uma simulação em TRNSYS MJM Jong et al (2004) verificou que, a utilização de colectores CSH pode implicar uma poupança anual, em termos energéticos, de  $4\text{ GJ/m}^2$ . Para além disso, um sistema separado necessita de mais 38% de área disponível. O sombreamento tem influencia na energia anual produzida, sendo mais significativo na energia eléctrica do que na térmica, implicando um decréscimo de 2,6% e 3,2%, respectivamente, quando comparado com uma situação sem sombreamento.

Mais tarde, em 2005, Tripanagnostopoulos et al avaliou os benefícios do tempo de vida do CSH, utilizando o programa SimaPro. A energia produzida diminui com o aumento da temperatura. Foi calculado o tempo de amortização relativo à energia e ao  $\text{CO}_2$  sendo, por exemplo, para um CSH com cobertura, com uma temperatura de trabalho de  $45^\circ\text{C}$ , de 2 anos e 2,5 anos respectivamente. Os melhores resultados apontam para uma temperatura de trabalho de  $25^\circ\text{C}$ , sendo as performances satisfatórias para os  $45^\circ\text{C}$ , excepto para um colector CSH sem cobertura. A instalação em telhados inclinados reduz a produção eléctrica mas favorece a térmica. A aplicação de reflectores compensa até 10% do custo do tempo de amortização. Os sistemas com cobertura são os que combinam uma taxa de energia total mais elevada, com os baixos custos (económicos, energia e  $\text{CO}_2$ ).

Kaligirou e Tripanagnostopoulos (2007) simularam em TRNSYS sistemas CSH de termosifão (passivos) e activos, para um sistema a escala pequena ( $4\text{m}^2$  de área de abertura e 160 l no tanque de armazenamento) e para um sistema em larga escala ( $40\text{m}^2$  de área de abertura e 1500 l no tanque de armazenamento). Foram avaliados modelos de pc-Si e a-Si. O estudo foi realizado a diferentes latitudes: Nicosia ( $35^\circ$ ), Atenas ( $38^\circ$ ) e Madison ( $43^\circ$ ). Os resultados apontam para uma produção de electricidade maior com pc-Si do que com a-Si, sendo a contribuição térmica ligeiramente inferior. Mas os a-Si apesar de serem menos eficientes têm a vantagem de apresentarem uma melhor razão custo/benefício. Para sistemas com maior radiação solar disponível (Nicosia e Atenas) os aspectos económicos do CSH são positivos. O mesmo estudo foi feito, mas desta vez para uma aplicação industrial, com  $300\text{m}^2$  de área de abertura e  $10\text{m}^3$  no tanque de armazenamento, com temperaturas de trabalho de  $60^\circ\text{C}$  e  $80^\circ\text{C}$ , chegando às mesmas conclusões.

### 2.3.4 Construção de Protótipos

Tripanagnostopoulos et al (2001) estudou e construiu vários modelos de CSH, variando o fluido térmico entre a água e o ar, e as células FV entre pc-Si ou a-Si, em estado estacionário. Verificou que a adição de mais coberturas de vidro originavam um aumento da energia térmica, embora não seja favorável à energia eléctrica. Concluiu que a extracção do calor pela água é mais eficiente do que pelo ar, uma vez que a água mantém temperaturas inferiores, no Verão. Os CSHs, com cobertura adicional, dão valores de rendimentos térmicos mais elevados mas aumentam as perdas ópticas em 16%, sendo favoráveis quando o objectivo principal é a energia térmica. O uso de coberturas e reflectores, em simultâneo, aumenta o rendimento térmico em 45%, ou quase 100%, quando comparados com CSH planos

“normais” de ar ou água. O uso de reflectores de placa de Alumínio aumenta a radiação no FV em 50%, resultando um rendimento eléctrico entre 25 a 35% e uma temperatura de operação de 40 a 70°C. Em termos de custos, um CSH é mais caro do que os ganhos eléctricos produzidos, mas tem a vantagem de compensar em termos de produção de energia térmica. Em 2004 Tripanagnostopoulos verificou que o caudal óptimo, para este tipo de colectores, será de 25l/h. Como este valor é baixo pode concluir-se que o sistema CSH pode operar em termosifão.

TT Chow et al, construiu um modelo CSH plano, com liga de Alumínio e células pc-Si, que funcionava como termosifão. As eficiências variaram de acordo com as condições de operação e os testes demonstraram que a eficiência térmica diária pode chegar aos 40% (0,8 de um colector normal em termosifão), quando a temperatura inicial da água, no sistema, é a mesma que a temperatura ambiente. O tipo CSH é uma solução interessante para climas amenos ou quentes, e pode diminuir as perdas de calor do colector quando as células solares agem como absorvedores selectivos. Pode ainda ser melhorada a perda de calor ao adicionar uma camada isolante mas terá o inconveniente de aumentar as perdas por reflexão. Segundo Chow este modelo é bastante atractivo para fins domésticos. Mais tarde, em Junho de 2006, com o mesmo colector, Chow realizou estudos de sensibilidade da massa de água, do factor de cobertura das células FV e do coeficiente de transmissão do vidro. Os resultados apontam para poupanças energéticas diárias na ordem dos 65%, para um sistema FV com um factor de cobertura de 0,63 e um coeficiente de transmissão do vidro de 0,83, quando a massa de água por unidade de área aquecida no colector exceder os 80 kg/m<sup>2</sup>. A simulação indica que quanto maior for o efeito de cobertura e o coeficiente de transmissão do vidro melhor será a performance do sistema. Em termos de eficiências, a eléctrica foi da ordem dos 10,15% e a térmica excedeu os 45%, sendo a total de 52%. Estes colectores

necessitam de menos espaço, para a sua instalação, e conseguem produzir níveis de energia superiores, quando comparados com os convencionais.

### 2.3.5 Outros modelos

#### 2.3.5.1 *Colector com absorsor em plástico*

Bjørnar Sandnes e John Rekstad (2001) combinaram um colector, com polímero (absorisor em plástico), com células FV, para a produção de electricidade e calor a baixa temperatura. Usaram um modelo analítico e obtiveram um baixo rendimento térmico devido: à energia eléctrica produzida reduzir a energia solar disponível para a parte térmica; o absorsor possuir uma absorção óptica maior do que o módulo FV; elevada resistência à transferência de calor na interface célula/ absorsor. O arrefecimento do módulo FV foi feito a baixa temperatura, aumentando assim a eficiência eléctrica. As perdas de calor foram reduzidas com a adição de uma camada de vidro, aumentando as perdas por reflexão.

#### 2.3.5.2 *Estudo de fachadas híbridas*

TT Chow et al (2003) utilizou um modelo computacional com o objectivo de analisar a performance anual de um sistema CSH, incluído numa fachada, em Hong Kong. Utilizou dois tipos de módulos FV, um com filme de células (EPV/T) e outro com células individuais de silicone (BPV/T), com água como fluido térmico. Dos resultados da simulação pôde concluir que as

eficiências eléctricas médias anuais, do EPV/T e do BPV/T, foram de 4,3% e 10,3%, respectivamente. As eficiências térmicas resultaram em 47,6% e 43,2% e as reduções de ganhos de calor no espaço, durante o Verão, foram de 52,9% e 59,1%, respectivamente. Em termos globais, chegou à conclusão de que, as eficiências térmicas resultaram em 58,9% e 70,3%, sendo melhores do que quando comparado com um colectador solar convencional.

TT Chow et al, realizou um novo estudo de fachadas híbridas, realizando um modelo numérico onde modificou o modelo de Hottel-Whillier, para estudar a combinação dos efeitos das células solares e da massa de água, nos colectores. Existe um caudal de água óptimo, ao qual é possível atingir níveis aceitáveis de produção integrada de energia. O aumento do fluxo de água torna-se benéfico para o arrefecimento do módulo FV mas, ultrapassando o caudal crítico, esta vantagem diminui, diminuindo a eficiência térmica. Mais tarde, completou os seus estudos, utilizando um modelo experimental de uma parede híbrida. Foram feitos diferentes sistemas de operação em diferentes estações do ano. Foi preferida a circulação natural da água, à circulação forçada. Dos estudos realizados pôde concluir que a eficiência térmica foi de 38,9% e a eléctrica de 8,56%, durante o verão de 2005, em Hong Kong. A carga térmica ambiental foi bastante reduzida, quer no Inverno como no Verão, levando a poupanças energéticas significativas. Um factor a ter em conta, que penaliza a eficiência destes colectores, é o sombreamento.



## CAPÍTULO 3

### 3 Modelo matemático de um CSH

Para a modelação do CSH, em estudo, foram seguidos os princípios de modelos apresentados por Duffie e Beckman, para o estudo de colectores solares planos, bem como o modelo apresentado por Chow, aplicado a estado estacionário, e ainda os modelos propostos por Zondag e Sørensen, para um colector plano. Os modelos foram baseados na avaliação energética, através de balanços térmicos realizados a diferentes elementos do colector. Foram assumidos alguns pressupostos, com a finalidade de simplificar o método de cálculo, que serão referenciados mais adiante neste capítulo.

#### 3.1 Modelo proposto

O modelo de base proposto para o estudo, foi baseado no de um colector solar plano, em estado estacionário, aplicável ao aquecimento de águas domésticas a baixas temperaturas.

Foi considerada uma configuração, com  $1,92 \text{ m}^2$  de área de CSH, com uma só cobertura de vidro, com 8 tubos circulares, em cobre, de diâmetro externo de 8mm

× 2000mm de comprimento. A placa absorvora, também em cobre, de 60 × 2000 × 1,5 mm é revestida por uma tinta escura não selectiva e a sua junção com os tubos é suposta feita através de uma brasagem. Sobre a placa absorvora são colocadas células FV para duas situações distintas:

- 1º Células Flexíveis de silício amorfo com 37 × 114 × 0,2 mm, de baixo rendimento na ordem dos 4%, numa matriz de 16 × 16, totalizando 256 células por colector, uma área coberta de células de 1,08 m<sup>2</sup> e uma área sem células de 0,84 m<sup>2</sup>. Esta configuração foi designada por FCCT;
- 2º Células de silício monocristalino com 102,8 × 102,8 × 0,3 mm, de elevado rendimento, numa matriz de 18 × 7, totalizando 126 células por colector, uma área coberta de células de 1,33 m<sup>2</sup> e uma área sem células de 0,59 m<sup>2</sup>. Esta configuração foi designada por Mono.

Na figura 7 estão as imagens correspondentes às células FV utilizadas nas duas situações referenciadas atrás.

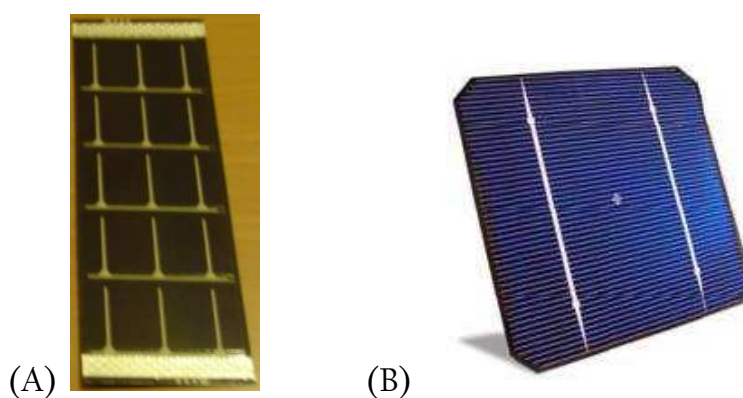


Fig. 7 – (A) Células Flexíveis de silício amorfo; (B) Células de silício monocristalino

Dentro destas duas situações, foram ainda estudadas outras hipóteses, que são descritas no ponto 3.3.

As figuras 8 e 9 representam as duas situações atrás referenciadas, em estudo.

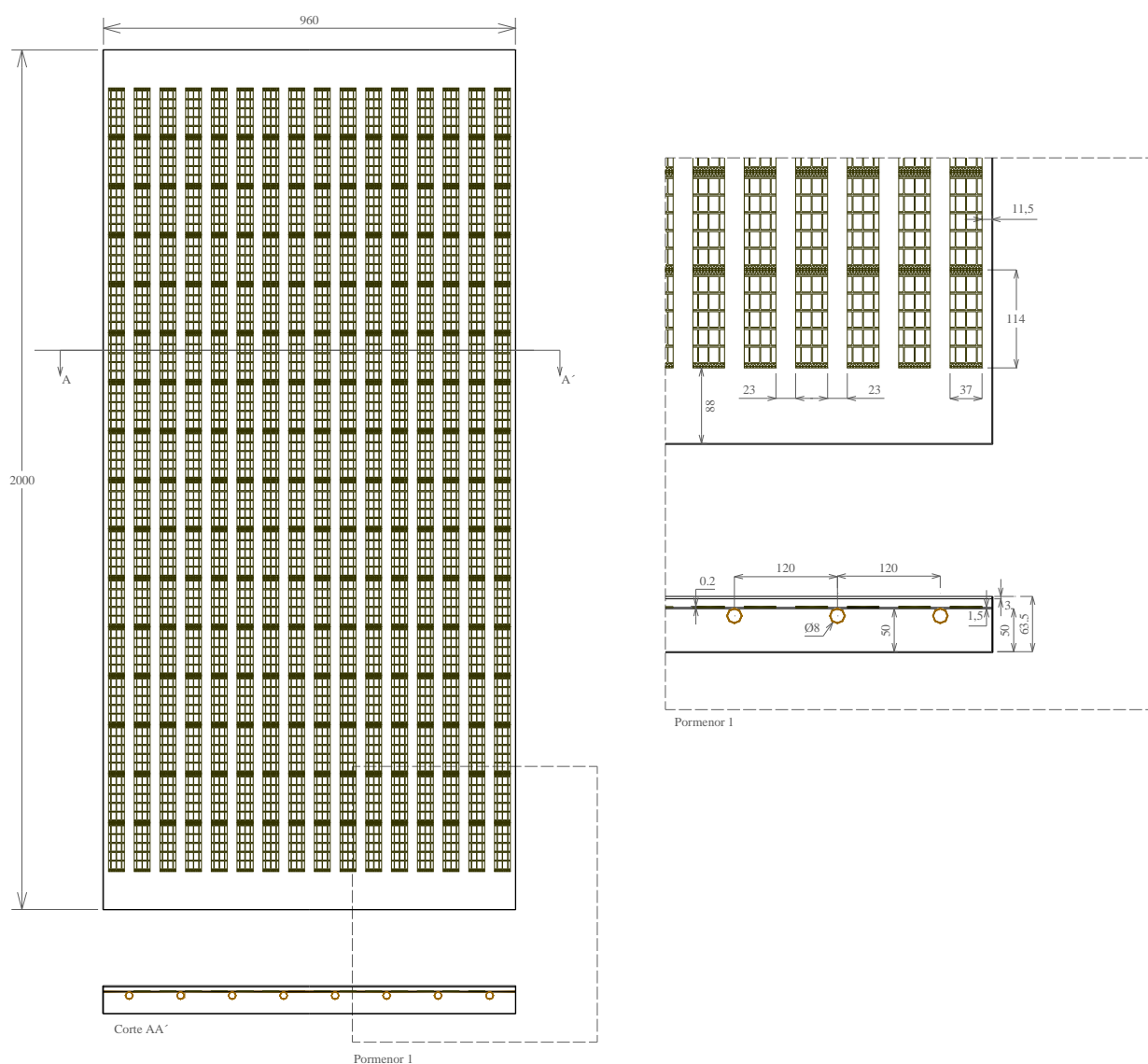


Fig. 8 – Configuração FCCT

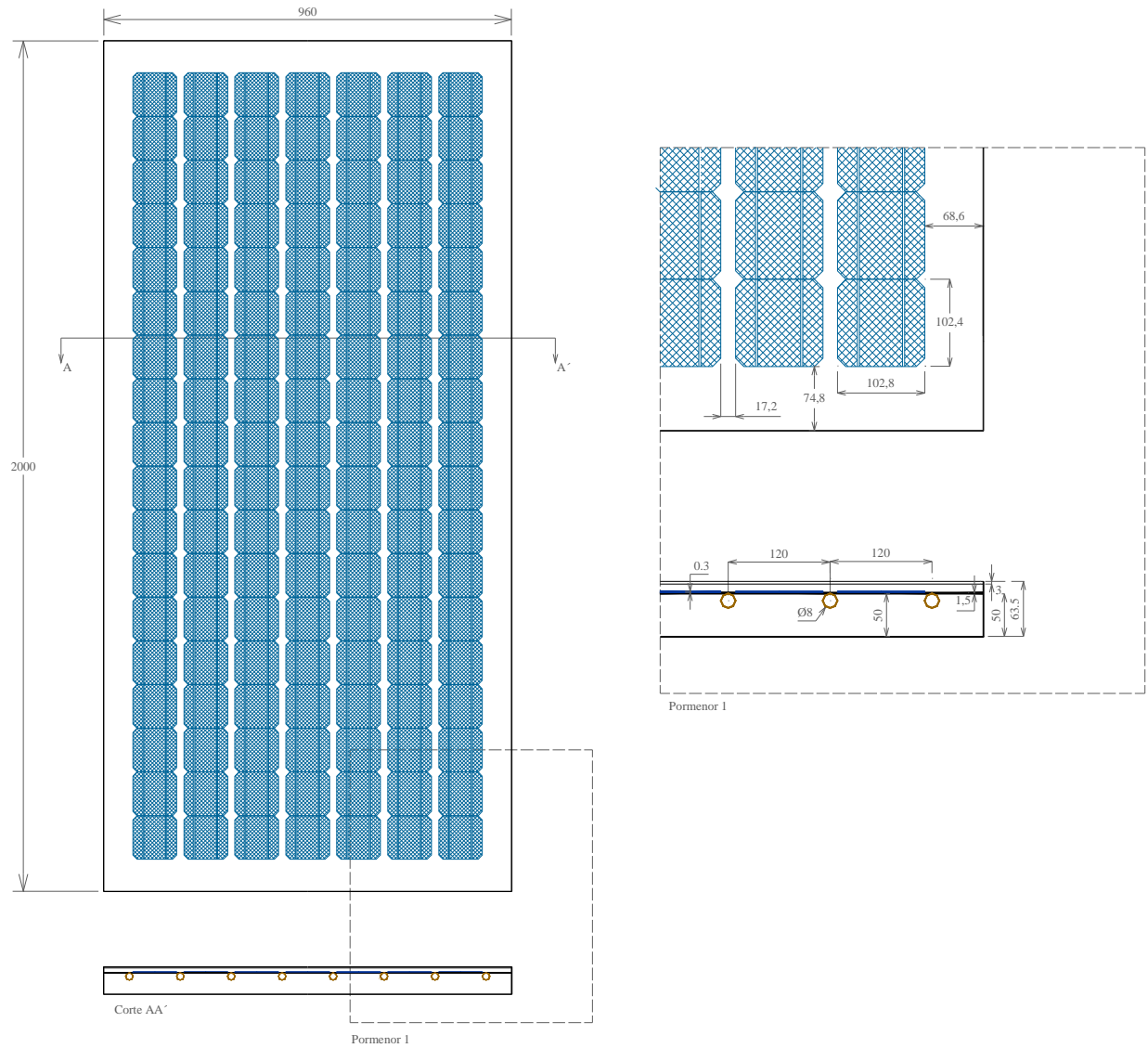


Fig. 9 – Configuração Mono

## 3.2 Balanços térmicos<sup>1</sup>

A modelação do colector foi feita considerando uma unidade de volume fictícia, composta por vários elementos de volume, na qual as leis da física (massa e balanços de energia) são aplicáveis. O conjunto de elementos de volume, neste caso com um espaçamento  $w$ , encontra-se representado na figura 10 para a configuração FCCT. Além dos diferentes elementos considerados (nós), estão também representados os respectivos fluxos de calor. O corte de volume está representado para o caso do modelo com células flexíveis.

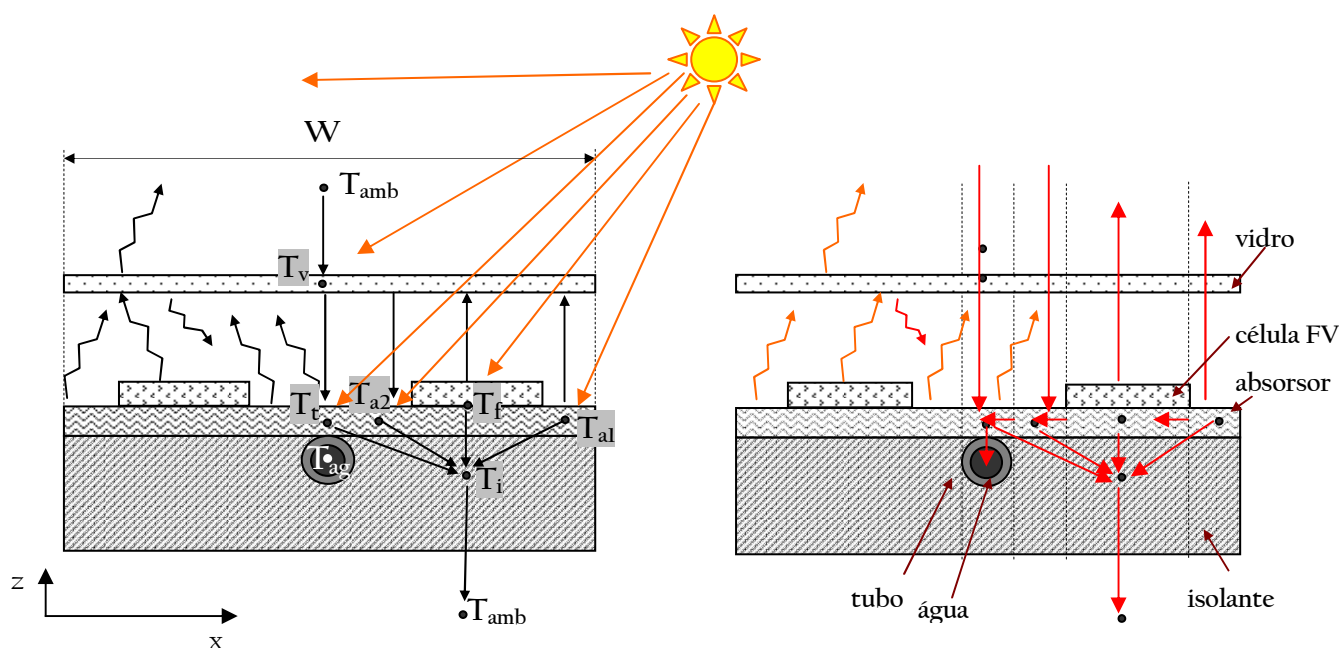


Fig. 10 – Elemento de volume e fluxos de calor analisados, no caso da configuração FCCT

<sup>1</sup> A descrição do modelo será feita para o caso estudado de um CSH com células monocristalinas.

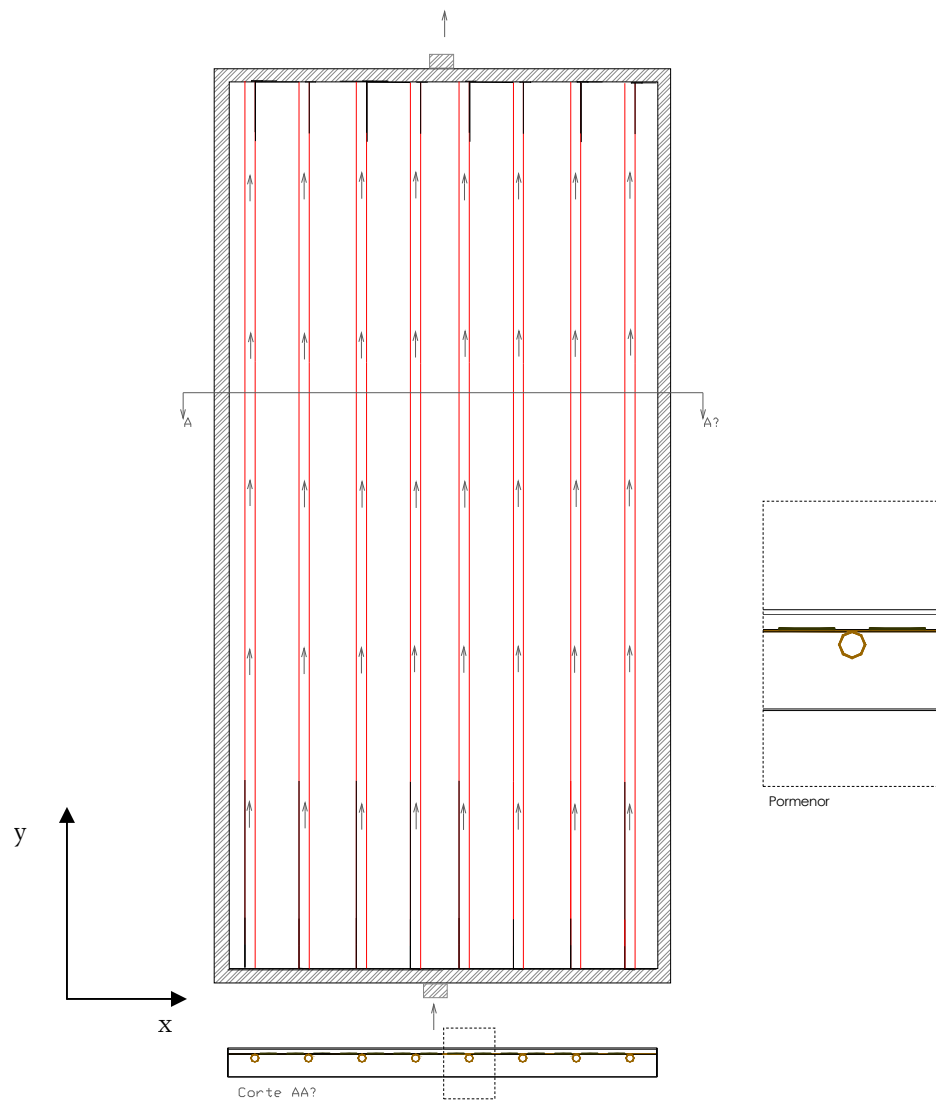


Fig. 11 – Escoamento longitudinal, ao longo dos tubos, considerando a configuração FCCT

As temperaturas, em cada um dos diferentes elementos considerados, foram determinadas através de balanços de energia por processos iterativos, recorrendo-se ao programa EES<sup>2</sup>.

<sup>2</sup> Engineering Equation Solver, 1992 – 2007 S.A. Klein

Neste trabalho optou-se por fazer uma descrição, elemento a elemento, das interacções energéticas ocorridas, para o caso da configuração com células monocristalinas (Mono).

### 3.2.1 Balanço térmico ao vidro

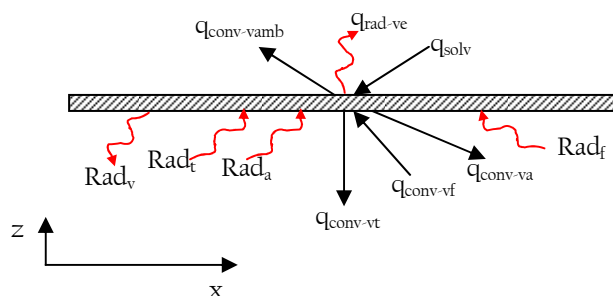


Fig. 12 – Fluxos de calor no vidro

#### 3.2.1.1 Interface vidro-exterior

Na cobertura de vidro existem duas interfaces que originam perdas por reflexão. O calor absorvido pelo vidro, que recebe uma determinada radiação  $G$  (W) é dado por:

$$q_{\text{solv}} = G \alpha_v \quad (3.1)$$

O coeficiente de absorção de uma cobertura de um CST, desprezando os componentes de polarização<sup>3</sup>, pode ser aproximado a:

<sup>3</sup> Fonte Duffie-Beckman 1991

$$\alpha_v \cong 1 - \tau_a \quad (3.2)$$

Assumindo o mesmo pressuposto anterior e considerando o coeficiente de reflexão como:

$$\rho_v \cong 1 - \alpha_v - \tau_v \quad (3.3)$$

e

$$\tau_v = \tau_a \tau_r \quad (3.4)$$

então,

$$\rho_v = \tau_a - \tau_v \quad (3.5)$$

Sendo  $\tau_v$  o coeficiente de transmissão do vidro,  $\rho_v$  o coeficiente de reflexão e  $\tau_a$  o coeficiente de transmissão do vidro considerando apenas as perdas por absorção.

A expressão do calor absorvido pelo vidro pode então ser reescrita como:

$$q_{\text{solv}} = G (1 - \tau_a) \quad (3.6)$$

Este último factor,  $\tau_a$ , é determinado tendo em conta o ângulo de refração e o de inclinação, da radiação directa, que chega à cobertura de vidro, recorrendo à lei de Snell (3.23).

$$\theta_{\text{ref}} = \arcsin \left[ \frac{\sin(\theta_{\text{incl}})}{1,526} \right] \quad (3.7)$$

Através da lei de Bouguer:



$$\tau_a = \exp \left[ -\Lambda \frac{\delta_v}{\cos(\theta_{incl})} \right] \quad (3.8)$$

$\Lambda$ , o coeficiente de extinção, uma constante de proporcionalidade, é considerada constante para o espectro solar e neste caso assumido como  $4\text{m}^{-1}$ .

Na superfície exposta ao ambiente o vidro efectua trocas energéticas por convecção, com o ambiente à temperatura  $T_{amb}$ , e por radiação de comprimento de onda longo, com o espaço envolvente (céu, solo) que se encontra a uma temperatura  $T_e$  considerada igual à  $T_{amb}$ .

Para o caso concreto da transferência de calor entre o vidro e o ambiente foi considerada a expressão de Watmuff et al, onde estão contabilizados os efeitos de convecção forçada (acção do vento) e natural:

$$h_{ambv} = 3u_a + 2,8 \quad (3.9)$$

Relativamente à radiação emitida pelo vidro é considerada a expressão sugerida por TT Chow et al.

$$h_{ev} = \varepsilon_v \sigma (\Theta_v^2 + \Theta_e^2) (\Theta_v + \Theta_e) \quad (3.10)$$

### 3.2.1.2 Interface vidro-interior

No que diz respeito à superfície interior do colector, ocorrem interações

convectivas, através da camada de ar que se encontra confinada entre o vidro e a placa absorvora, com a célula FV, com o absorvador e com a secção correspondente ao tubo.

$$h_{\text{conv vt}} = \frac{Nu_{\text{vt}} k_{\text{ar}}}{\delta_{\text{ar}}} \quad (3.11)$$

De forma análoga para o cálculo do  $h_{\text{conv va}}$  e  $h_{\text{conv vf}}$ .

Nos cálculos referentes aos coeficientes atrás abordados, é necessário utilizar a expressão de Hollands et al. referenciada por Duffie e Backman, para convecção natural entre placas planas, com ângulos de inclinação entre os 0 e 75°, de forma a determinar o número de Nusselt.

$$Nu = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708 (\sin 1,8 \theta_{\text{incl}})^{1,6}}{Ra \cos \theta_{\text{incl}}} \right] \left[ 1 - \frac{1078}{Ra \cos \theta_{\text{incl}}} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos \theta_{\text{incl}}}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad (3.12)$$

Esta expressão está dependente das temperaturas das superfícies em causa, sendo o seu cálculo feito de uma forma iterativa.

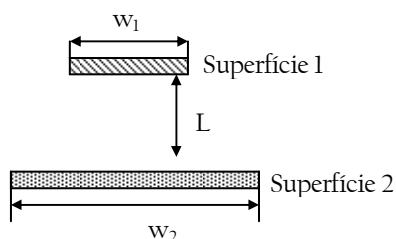
### 3.2.1.3 Radiação entre o vidro e as várias secções da placa

O vidro interage energeticamente com a célula fotovoltaica, o absorvador exposto e com a secção correspondente ao tubo. Troca ainda calor, sob a forma de radiação, com cada uma destas secções. Como a secção correspondente à placa

absorptor é dividida em várias secções diferentes, não é possível assumir que está-se perante uma interacção entre duas placas infinitas (vidro-absorptor). Então é necessário avaliar as transferências de calor, por radiação, recorrendo ao conceito de Radiosidade (Rad). Desta forma, o balanço energético ao vidro passa a ser expresso da seguinte forma:

$$q_{\text{solv}} + q_{\text{conv-vf}} + \text{Rad}_a + \text{Rad}_f + \text{Rad}_t = q_{\text{conv-vt}} + q_{\text{conv-va}} + q_{\text{conv-vamb}} + q_{\text{rad-ve}} + \text{Rad}_v \quad (3.13)$$

Para calcular a transferência por radiação, recorrendo ao conceito de radiosidade, entre duas superfícies quaisquer é necessário introduzir o conceito de factor de forma (FF), que é definido como sendo a fracção da radiação que deixa a superfície 1 e que é interceptada pela superfície 2. Assim, para o caso concreto, em estudo, foi considerado o caso de placas paralelas com linhas medianas conectadas por um plano perpendicular. Uma das placas é finita (célula FV, tubo, absorptor) e a outra é considerada infinita (vidro).



$$FF_{12} = \frac{\left[ (W_1 + W_2)^2 + 4 \right]^{\frac{1}{2}} - \left[ (W_2 - W_1)^2 + 4 \right]^{\frac{1}{2}}}{2W_1}$$

$$W_1 = \frac{w_1}{L}; W_2 = \frac{w_2}{L}$$

Fig. 13 – Factor de forma para placas paralelas (Fonte: Frank Incropera, 2003)

Assim, para o cálculo da radiosidade emitida pelo absorptor a:

$$FF_{av} = \frac{\left[(W_a + W_v)^2 + 4\right]^{\frac{1}{2}} - \left[(W_v - W_a)^2 + 4\right]^{\frac{1}{2}}}{2W_a} \quad (3.14)$$

$$W_a = 2 \frac{X_a}{\delta_{ar}} \quad (3.10) \quad \text{e} \quad X_a = \frac{w - D_o - l_f}{4} \quad (3.15)$$

$$W_v = \frac{w}{\delta_{ar}} \quad (3.16)$$

$$Rad_a = \varepsilon_{Cu} \sigma \Theta_a^4 A_{tot\_a} + (1 - \varepsilon_{Cu}) Rad_v FF_{av} A_v \quad (3.17)$$

Da mesma forma aplicam-se as três equações atrás descritas para o cálculo das  $Rad_f$  e  $Rad_t$ , com os respectivos FF.

Para o cálculo da  $Rad_v$ :

$$Rad_v = \varepsilon_v \sigma \Theta_v^4 A_v + (1 - \varepsilon_v) A_v (Rad_a FF_{va} + Rad_f FF_{vf} + Rad_t FF_{vt}) \quad (3.18)$$

$$FF_{va} = FF_{av} \frac{A_{tot\_a}}{A_v} \quad (3.19)$$

---

<sup>4</sup> Para o caso concreto do vidro-absorção

### 3.2.2 Balanço térmico à célula

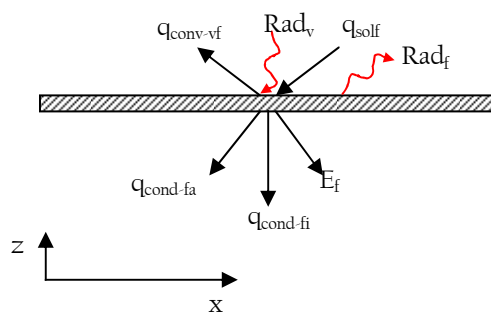


Fig. 14 – Fluxos de calor na célula FV

A célula FV<sup>5</sup> interage energeticamente com o vidro, o absorvedor e com o isolante. Troca ainda calor, sob a forma de radiação, com o vidro<sup>6</sup>.

$$q_{\text{solf}} + \text{Rad}_v = q_{\text{conv-vf}} + q_{\text{cond-fa}} + q_{\text{cond-fi}} + E_f + \text{Rad}_f \quad (3.20)$$

#### 3.2.2.1 Propriedades ópticas

No caso da célula FV é necessário avaliar a radiação que é reflectida pelo vidro e que chega à mesma. É então necessário ter em conta as propriedades ópticas da cobertura de forma a ser possível calcular o factor transmissão-absorção ( $\tau\alpha$ ) do colector. Estas propriedades são função do ângulo de inclinação do colector,

$\theta_{\text{incl}}$ .

<sup>5</sup> Considera-se a secção representativa da célula composta por esta, mais a área de absorvedor imediatamente abaixo da mesma

<sup>6</sup> Ver Balanço térmico ao vidro

<sup>7</sup> O método de cálculo para a radiosidade da célula FV,  $\text{Rad}_f$ , está expresso na equação 3.17

Para o cálculo dos coeficientes de reflexão são utilizadas as equações propostas por Fresnel, para superfícies lisas:

$$r_{\text{per}} = \frac{\sin^2(\theta_{\text{ref}} - \theta_{\text{incl}})}{\sin^2(\theta_{\text{ref}} + \theta_{\text{incl}})} \quad (3.21)$$

$$r_{\text{par}} = \frac{\tan^2(\theta_{\text{ref}} - \theta_{\text{incl}})}{\tan^2(\theta_{\text{ref}} + \theta_{\text{incl}})} \quad (3.22)$$

O ângulo de refacção é calculado recorrendo à lei de Snell e pode ser representado pela expressão 3.7, que é a simplificação de:

$$\frac{n_{\text{incl}}}{n_{\text{ref}}} = \frac{\sin\theta_{\text{ref}}}{\sin\theta_{\text{incl}}} \quad (3.23)$$

Onde é considerado 1,526 como um valor médio do índice de refacção do vidro, para o espectro solar.

Estes dois parâmetros,  $r_{\text{per}}$  e  $r_{\text{par}}$ , são diferentes, excepto no caso da incidência ser normal ao plano. O coeficiente de transmissão, considerando apenas as perdas por reflexão para uma só cobertura, é a média dos dois parâmetros:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - r_{\text{par}}}{1 + r_{\text{par}}} + \frac{1 - r_{\text{per}}}{1 + r_{\text{per}}} \right) \quad (3.24)$$

Ou de uma forma genérica, onde  $N_C$  é o número de coberturas:

$$\tau_{rN_C} = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - r_{\text{par}}}{1 + (2N_C - 1)r_{\text{par}}} + \frac{1 - r_{\text{per}}}{1 + (2N_C - 1)r_{\text{per}}} \right) \quad (3.25)$$

O coeficiente de transmissão, para uma só cobertura de vidro, pode ser calculado através da forma simplificada representada na expressão 3.4.

Os coeficientes de absorção e de reflexão, para um colector solar com uma só cobertura, são determinados recorrendo às seguintes expressões 3.2 e 3.5, respectivamente.

Na figura 15 pode ver-se a absorção da radiação solar num colector com uma cobertura.

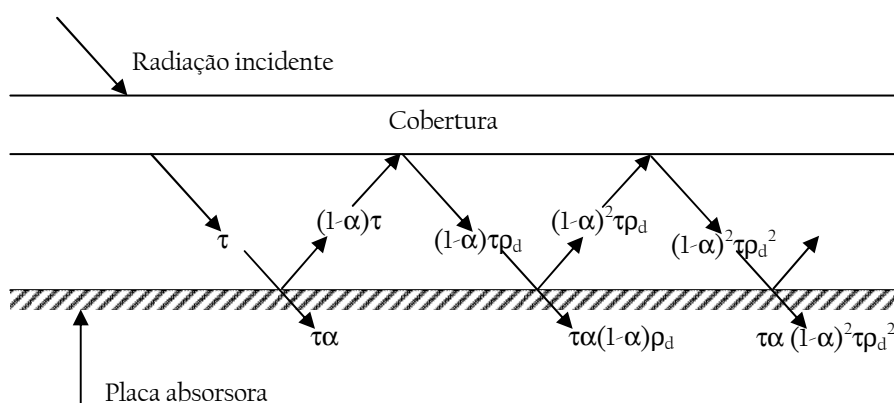


Fig. 15 – Absorção, pela placa absorvedora, da radiação solar num colector com uma cobertura (Fonte: Duffie e Beckman, 1991)

Desta forma, é então possível determinar o factor transmissão-absorção ( $\tau\alpha$ ), que contabiliza a radiação que passa através da cobertura de vidro e incide sobre as restantes superfícies, considerando de uma forma genérica e de acordo com a figura 15 como:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (3.26)$$

desprezando as reflexões de ordem igual ou superior a 2 (normalmente até a reflexão é desprezada, usando-se apenas  $\tau\alpha$ )

### 3.2.2.2 *Rendimento da célula*

O calor ganho pela célula será a diferença entre a radiação que atravessa o vidro,  $Q_f$ , e a energia eléctrica produzida,  $E_f$ :

$$Q_f = (\tau\alpha_f) G \eta_f \quad (3.27)$$

A energia eléctrica gerada, em corrente contínua, é calculada de uma forma iterativa, uma vez que encontra-se dependente da temperatura de trabalho da célula FV,  $T_f$ , sendo expressa por (T.T. Chow et al, 2005):

$$E_f = G \eta_f \quad (3.28)$$

e

$$\eta_f = \eta_{ref} [1 - \beta_r (T_f - T_{refop})] \quad (3.29)$$

Onde  $\eta_{ref}$  é o rendimento da célula FV à temperatura de referência  $T_{refop}$ <sup>8</sup> e  $\beta_r$  é o coeficiente de variação da temperatura.

---

<sup>8</sup>  $\eta_{ref}$  é fornecido pelo fabricante, entre outras características da célula FV, à  $T_{ref}$



### 3.2.3 Balanço térmico ao absorsor

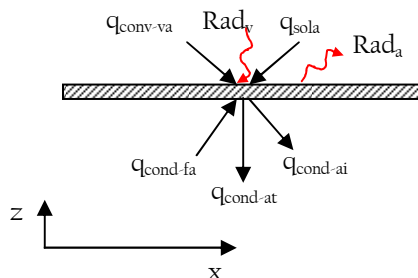


Fig. 16 – Fluxos de calor no absorsor

O balanço térmico global para o absorsor apresenta-se como:

$$q_{sola}^9 + q_{cond-fa} + q_{conv-v-a} + Rad_v = q_{cond-at} + q_{cond-ai} + Rad_a^{10} \quad (3.30)$$

#### 3.2.3.1 Distribuição da temperatura na placa absorSORa (alheta)

O perfil de temperaturas, no absorsor, encontra-se representado na figura seguinte. Neste caso o processo de cálculo é o mesmo utilizado para o caso de um processo de condução através de uma alheta (Frank White, 1999; Duffie e Beckman, 1991). A temperatura terá um valor mínimo na zona correspondente ao tubo e um valor máximo na junção das duas placas de absorSOR, conforme pode ser verificado na figura 17.

<sup>9</sup> Para o cálculo do calor absorvido pelo absorSOR ver os pontos 3.2.3.1 e 3.2.3.2. É igual ao cálculo do  $Q_f$  retirando apenas o factor referente ao  $\eta_f$ . Ficando  $Q_a = (\tau\alpha_a) G$

<sup>10</sup> O método de cálculo para a radiosidade do absorSOR está expresso na equação 3.17

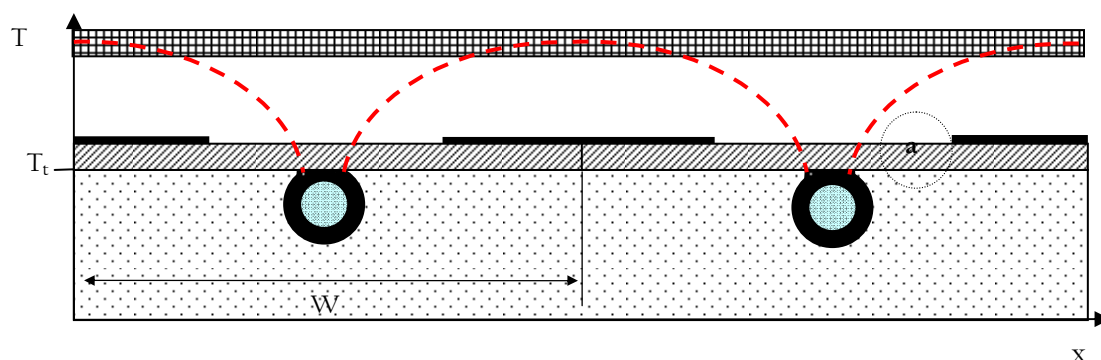


Fig. 17 – Distribuição do perfil de temperaturas na placa absorvora

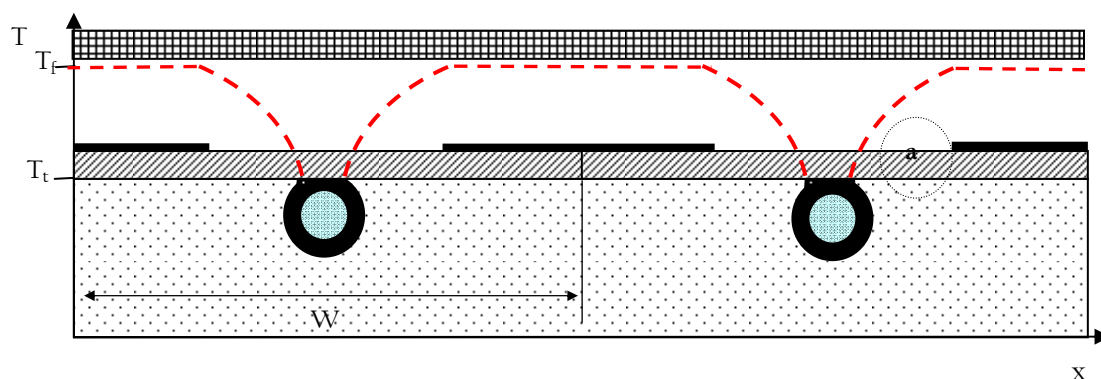


Fig. 18 – Distribuição do perfil de temperaturas na placa absorvora, considerando a temperatura da célula constante

### 3.2.3.2 Determinação do fluxo de calor na placa absorvora (alheta)

Considerando uma alheta (absorvora) de secção recta uniforme, directamente ligada ao tubo, de dimensões  $Xa^{11}$  e, assumindo como “dx” o elemento de volume

<sup>11</sup> Da equação 3.15

infinitesimal situado no absorvor:

$$I_{\text{glob}} (\tau \alpha_a) \Delta x - \left[ \varepsilon_{\text{Cu}} \sigma (T + 273,15)^4 A_{\text{tot}_a} - (1 - \varepsilon_{\text{Cu}}) \text{Rad}_v \text{FF}_{\text{av}} A_v \right] \Delta x + h_{\text{conv-v-a}} \Delta x (T_v - T) + \text{Rad}_v \Delta x - h_{\text{cond-a-2i}} \Delta x (T - T_i) + h_{\text{cond-f-a}} \Delta x (T_f - T) + \left( -k_a \delta_a \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left( -k_a \delta_a \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (3.31)$$

Dividindo tudo por  $\Delta x$ :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{I_{\text{glob}} (\tau \alpha)}{k_a \delta_a} + \frac{h_{\text{conv-v-a}} (T_v - T)}{k_a \delta_a} - \frac{\left[ \varepsilon_{\text{Cu}} \sigma (T + 273,15)^4 A_{\text{tot}_a} - (1 - \varepsilon_{\text{Cu}}) \text{Rad}_v \text{FF}_{\text{av}} A_v \right]}{k_a \delta_a} + \frac{\text{Rad}_v}{k_a \delta_a} - \frac{h_{\text{cond-a-i}} (T - T_i)}{k_a \delta_a} + \frac{h_{\text{cond-f-a}} (T_f - T)}{k_a \delta_a} \quad (3.32)$$

As condições fronteira, que permitem a resolução da equação 3.32, são:

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0; \quad T \Big|_{x=0} = T_f \quad \text{e} \quad T \Big|_{x=X_a} = T_t \quad (3.33)$$

O calor que sai da alheta e chega ao tubo, considerando ambos os lados do tubo, é:

$$q_{\text{alheta}} = \left( -2k_a \delta_a \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x=X_a} \quad (3.34)$$

Aplicando as condições fronteira (3.33) e resolvendo a expressão (3.32) através do método de formulação diferencial, vem que:

Para as condições limite  $x = 0$  e  $x = X_a$ :

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_f}{\Delta x} = 0, \text{ para } x = 0 \quad (3.35)$$

$$T_n = T_t, \text{ para } x = X_a \quad (3.36)$$

O calor que chega ao tubo, através do absorvor, apresenta-se então como:

$$q_{\text{alheta}} = -2k_a \delta_a \frac{T_t - T_{n-1}}{\Delta x} \quad (3.37)$$

Para a zona intermédia do absorvor, propriamente dito, do nó  $k = 2$  até ao  $k = n-1$ :

$$\begin{aligned} \frac{2T_k - T_{k+1} - T_{k-1}}{\Delta x^2} = & \frac{I_{\text{glob}}(\tau\alpha)}{k_a \delta_a} - \frac{[\epsilon_{\text{Cu}} \sigma_{\text{SB}} (T_k + 273,15)^4 A_{\text{tot}_a} - (1 - \epsilon_{\text{Cu}}) \text{Rad}_v \text{FF}_{\text{av}} A_v]}{k_a \delta_a} \\ & + \frac{h_{\text{conv-v}}(T_v - T_k)}{k_a \delta_a} + \frac{\text{Rad}_v}{k_a \delta_a} - \frac{h_{\text{cond-ai}}(T_k - T_i)}{k_a \delta_a} + \frac{h_{\text{cond-fa}}(T_f - T_k)}{k_a \delta_a} \quad (3.38) \end{aligned}$$

### 3.2.4 Balanço térmico ao tubo

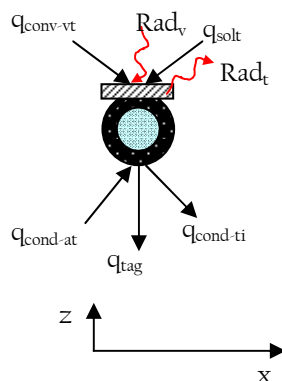


Fig. 19 – Fluxos de calor no tubo

O balanço térmico global ao tubo, contabilizando todas as interações energéticas existentes, pode ser escrito como:

$$q_{solt} + q_{conv-vt} + q_{cond-at} + Rad_v = q_{cond-ti} + q_{tag} + Rad_t \quad (3.39)$$

#### 3.2.4.1 Fluxo de calor recebido no tubo

Do fluxo de calor que chega ao tubo, além do fluxo de convecção proveniente do vidro e o de condução proveniente do absorvedor, este recebe ainda radiação que atravessa o vidro, uma vez que a secção correspondente ao tubo compreende o absorvedor imediatamente acima deste, a ligação tubo-absorvedor e o próprio tubo. Desta forma:

*Energia recebida no tubo:*

$$q_{total} = q_{solt} + q_{conv-vt} + q_{alheta} + Rad_v \quad (3.40)$$

$$q_{\text{total}} = I_{\text{glob}} (\tau \alpha_t) + h_{\text{conv-v-a}} (T_v - T_t) - 2k_a \delta_a \frac{T_t - T_{n-1}}{\Delta x} + \text{Rad}_v \quad (3.41)$$

*Balanço global:*

$$I_{\text{glob}} (\tau \alpha_t) + h_{\text{conv-v-a}} (T_v - T_t) - 2k_a \delta_a \frac{T_t - T_{n-1}}{\Delta x} + \text{Rad}_v = h_{\text{cond-ti}} (T_t - T_i) + h_{\text{tag}} \Delta T_{\text{ln}} + \text{Rad}_t \quad (3.42)$$

### 3.2.5 Balanço térmico à água

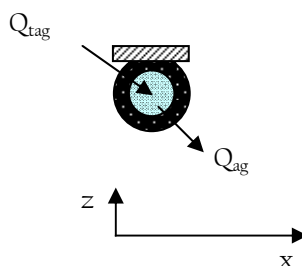


Fig. 20 – Fluxos de calor na água

Neste caso, como a água só se encontra em contacto directo com o tubo, o seu balanço energético será simplesmente:

$$Q_{\text{tag}} = Q_{\text{ag}} \quad (3.43)$$

### 3.2.5.1 Coeficiente convectivo da água

No caso da determinação do coeficiente convectivo da água é necessário ter em conta o tipo de escoamento que ocorre dentro dos tubos. Para tal, no caso de estar-se perante fluxo turbulento, perfeitamente desenvolvido, recorre-se normalmente à equação de Dittus-Boelter, que é da forma:

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (3.44)$$

Onde  $n = 0,4$  no caso de efectuar-se um processo de aquecimento e  $n = 0,3$  caso seja arrefecimento. Mas, apesar desta equação apresentar resultados relativamente satisfatórios, podem ocorrer erros na ordem dos 25%, derivado à sua utilização. Assim surgem outras correlações, propostas por Petukhov (Frank Incropera, 2003), cuja resolução apresenta um erro na ordem dos 10%. Estas correlações podem ser aplicadas também para a região de transição (laminar-turbulento), como uma primeira aproximação, tendo-se em conta que o coeficiente de convecção será sobrestimado. A expressão será então:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_{ag}}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f_{ag}}{8}\right)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \left(\frac{\mu}{\mu_{ag}}\right)^n \quad (3.45)$$

Onde todas as propriedades são determinadas a uma temperatura média, sendo neste caso da água, e  $n = 0,11$  no caso de efectuar-se um processo de aquecimento e  $n = 0,25$  caso seja arrefecimento (Duffie e Beckman, 1991).

$$T_{\text{mag}} = \frac{T_{\text{ag0}} + T_{\text{ag2}}}{2} \quad (3.46)$$

$T_{\text{ag0}}$  e  $T_{\text{ag2}}$  representam respectivamente a temperatura de entrada e de saída da água, de uma determinada secção de volume, do tubo.

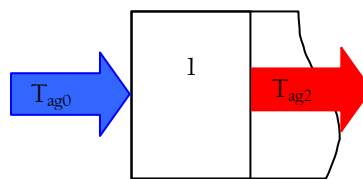


Fig. 21 – Temperaturas de entrada e saída, da água, numa determinada secção de volume

O factor de atrito pode ser calculado recorrendo ao diagrama de Moody ou pela expressão:

$$f_{\text{ag}} = (0,79 \ln \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad (3.47)$$

Se o escoamento for laminar, está-se perante um fluido Newtoniano, e  $\text{Nu} = 4,36$ .

Para ambos os casos, o coeficiente convectivo da água será:

$$h_{\text{ag}} = \text{Nu} \frac{k_{\text{ag}}}{D_{\text{int}}} \quad (3.48)$$

Sendo  $D_{\text{int}}$  o diâmetro interno do tubo.



### 3.2.5.2 *Ligação tubo-absorvor*

Neste caso é necessário ter em conta a ligação tubo-absorvor. A condução térmica é determinada através desta ligação e a sua condutância pode ser expressa como:

$$C_{bo} = \frac{k_{bo} w_{bo}}{\delta_{bo}} \quad (3.49)$$

Onde  $k_{bo}$  é a condutibilidade térmica da ligação,  $\delta_{bo}$  a sua espessura e  $w_{bo}$  a largura.

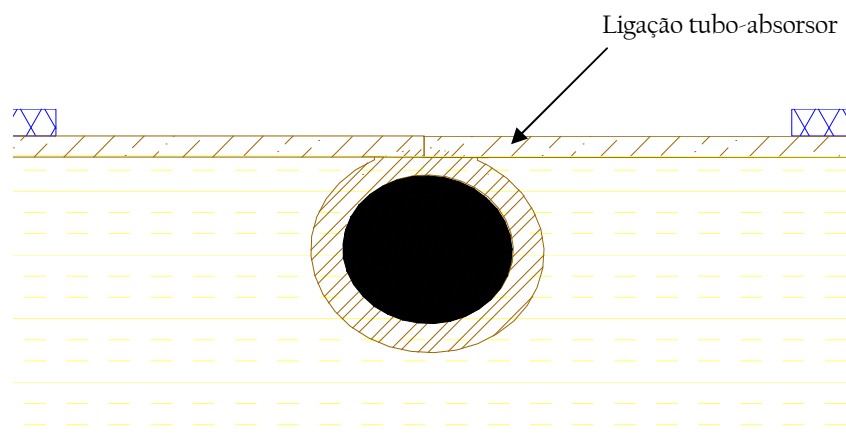


Fig. 22 – Ligação tubo-absorvor

### 3.2.5.3 *Determinação do coeficiente global de transferência de calor tubo-água*

No caso da transferência de calor entre o tubo e a água esta é feita por

condução, através do tubo mais a ligação tubo-absorção, bem como por convecção, através da água. Desta forma e da relação entre os dois pontos anteriores obtém-se:

$$U_{\text{tag}} A_{\text{tag}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{ag}} \pi D_{\text{int}} L} + \frac{1}{C_{\text{bo}} L} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{\text{int}}}\right)}{2 k_t \pi L}} \quad (3.50)$$

A área de transferência de calor entre o tubo e a água é determinada através de:

$$A_{\text{tag}} = \pi D_{\text{int}} L \quad (3.51)$$

#### 3.2.5.4 $\Delta T_{\text{ln}}$ tubo-água

É necessário determinar uma variação de temperatura logarítmica, para este caso, pois não é correcto assumir uma média aritmética uma vez que a diferença entre a temperatura do tubo e a temperatura média da água varia à medida que a camada limite se desenvolve. Para tal:

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_t - \bar{T}_{\text{ag2}}) - (T_t - \bar{T}_{\text{ag0}})}{\frac{(T_t - \bar{T}_{\text{ag2}})}{(T_t - \bar{T}_{\text{ag0}})}} \quad (3.52)$$

As temperaturas médias, apresentadas na expressão, dizem respeito à temperatura média à entrada,  $\bar{T}_{\text{ag0}}$ , e à temperatura média à saída,  $\bar{T}_{\text{ag2}}$ , da água, num determinado nó.

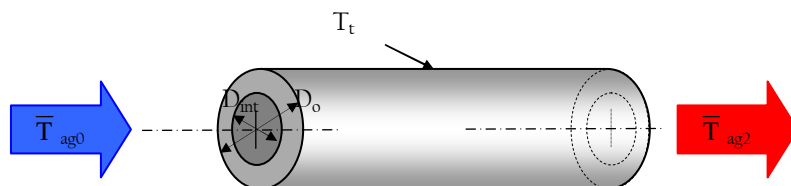


Fig. 23 – Representação de uma secção de volume do tubo (Fonte: Frank Incropera, 2003)

Desta forma, é agora possível reescrever a expressão do balanço térmico à água:

$$U_{tag} A_{tag} \Delta T_{ln} = \dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} (T_{ag2} - T_{ag0}) \quad (3.53)$$

### 3.2.6 Balanço térmico ao isolante

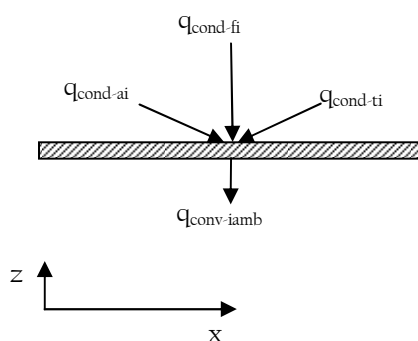


Fig. 24 – Fluxos de calor no isolante

O isolante não recebe radiação solar, uma vez que se encontra “tapado” pela placa absorvora. No entanto, interage com o tubo, o absorvador e a célula, por condução, e por convecção com o meio ambiente, podendo o balanço global ser representado como:

$$q_{\text{cond-ai}} + q_{\text{cond-fi}} + q_{\text{cond-ti}} = q_{\text{conv-iamb}} \quad (3.54)$$

### 3.2.6.1 Coeficientes de transferência de calor por condução

No caso da transferência de calor por condução, entre a célula, o absorvedor e o tubo com o isolante, o coeficiente de transferência pode ser escrito como:

$$h_{\text{condti}} = 2 \frac{k_i}{\delta_i} \quad (3.55)$$

No entanto, para o cálculo da interacção de calor entre o tubo e o isolante, a área de transferência de calor, considerada para o efeito é de:

$$A_{\text{ti}} = L \frac{D_0(\pi + 2)}{2} \quad (3.56)$$

Que corresponde ao perímetro do semi círculo mais duas vezes a distância radial:

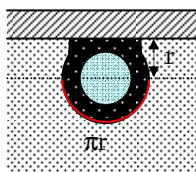


Fig. 25 – Área de transferência de calor tubo-isolante

$$A_{\text{ti}} = L(\pi r + 2r) = L \left( \pi \frac{D_0}{2} + 2 \frac{D_0}{2} \right) = L \frac{D_0(\pi + 2)}{2} \quad (3.57)$$

### 3.2.6.2 Coeficiente global de transferência de calor isolante-ambiente

*Convecção:*

Na secção exposta ao ambiente, o isolante efectua trocas de calor, por convecção, com o ambiente à temperatura  $T_{amb}$ , tal como o vidro, e são contabilizadas através da expressão 3.9.

*Condução:*

Efectua ainda transferência de calor, por condução, sendo o coeficiente de condução calculado da mesma forma da expressão 3.55. Assim, o coeficiente global de transferência de calor, pode ser expresso como:

$$U_{ambi} = \frac{1}{\frac{\delta_i}{2k_i} + \frac{1}{h_{ambv}}} \quad (3.58)$$

## 3.3 Modelação numérica

Além dos modelos referenciados no ponto 3.1 foram ainda estudados outros modelos que estão referenciados na tabela 2.

Tabela 2 – Modelos estudados

Sigla	Designação	N.º de tubos	Configuração do modelo	Tipo de Células	Espaçamento W	N.º de nós
FCT	Modelo com uma célula flexível entre tubos	16	Fig. 8 e 25	Flexíveis	60 mm	6
FCCT	Modelo com duas células flexíveis entre tubos	8	Fig. 8 e 10	Flexíveis	120 mm	7
FEM	Modelo de células flexíveis com um maior <sup>12</sup> coeficiente de emissão	8	Fig. 8 e 10	Flexíveis	120 mm	7
FDm	Modelo de células flexíveis com menor distância entre o tubo e a célula FV	8	Fig. 8 e 10	Flexíveis	120 mm	7
Mono	Modelo com uma célula monocristalina entre tubos	8	Fig. 9 e 26	Monocristalinas	120 mm	6
MonoEM	Modelo com células monocristalinas de maior coeficiente de emissão	8	Fig. 9 e 26	Monocristalinas	120 mm	6

Para cada uma das situações descritas na tabela 2 foi construído um modelo matemático, recorrendo ao programa de resolução de equações algébricas EES<sup>13</sup>. A finalidade do estudo, do modelo, consistiu na avaliação das eficiências para cada situação. Para tal recorreu-se às expressões:

---

<sup>12</sup> Foi assumida, para o efeito, um coeficiente de emissão de 0,9 quer para o modelo FEM quer para o modelo MonoEM

<sup>13</sup> Engineering Equation Solver, 1992 – 2007 S.A. Klein

$$\eta_T = \frac{Q_u}{G} ; \eta_E = \frac{E_{FV}}{G} \quad (3.59)$$

A eficiência global do CSH é expressa como a razão entre a soma da potência calorífica e da potência eléctrica útil, com a potência calorífica recebida, no colector:

$$\eta_G = \frac{Q_u + E_{FV}}{G} \quad (3.60)$$

Onde, para o colector em regime permanente, tem-se:

$$Q_u = \dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} (T_{ag2} - T_{ag0}) \quad (3.61)$$

A potência eléctrica pode ser expressa como:

$$E_{FV} = E_f = G \eta_{ref} [1 - \beta_r (T_f - T_{refop})]^{14} \quad (3.62)$$

### 3.3.1 Constantes utilizadas

Os parâmetros característicos do CSH necessários à modelação das situações descritas na tabela 2 estão representados nas tabelas que se seguem:

---

<sup>14</sup> Ver Capítulo 2

Tabela 3 – Parâmetros usados na modelação do CSH

Vidro	$\delta_v$	3	mm
	$\varepsilon_v$	0,88	
	$\tau_v$	0,9025	
Absorisor e tubo	$\delta_a$	1,5	mm
	$\delta_{bo}$	25	mm
	$\delta_t$	1	mm
	$\varepsilon_{cu}$	0,17	
	$w_{bo}$	$0,8 \times D_0$ <sup>15</sup>	mm
	$D_{int}$	6	mm
Comum às duas células	$\alpha_f$	0,9	
	$\delta_{ad}$	1	mm
	$\beta_r$	$0,0045$ <sup>16</sup>	°C <sup>-1</sup>
	$\varepsilon_f$	0,10	
Célula monocristalina	$\delta_f$	0,305	mm
	$\eta_{ref} (T=25^\circ C)$	19,8	%
	$A_f$	10567,84	mm <sup>2</sup>
	$L_f$	102,8	mm
	$l_f$	102,8	mm
Célula flexível	$\delta_f$	0,2	mm
	$\eta_{ref} (T=25^\circ C)$	3,56	%
	$A_f$	4218	mm <sup>2</sup>
	$L_f$	114	mm
	$l_f$	37	mm
Isolante	$\delta_i$	50	mm
Camada de ar	$\delta_{ar}$	10	mm

Na tabela 4 estão representados os parâmetros físicos de cada um dos elementos considerados na análise dos volumes. Os restantes parâmetros físicos

<sup>15</sup> Baseado no modelo de TT Chow

<sup>16</sup> Foi assumido este valor, baseado no modelo de Zondag, pois não foi fornecido pelo fabricante, para nenhum dos casos considerados



foram determinados, de forma iterativa, uma vez que são calculados de acordo com a temperatura do nó correspondente.

Tabela 4 – Parâmetros físicos usados na modelação do CSH

Água	$\rho_{ag}$	1000	$\text{kg/m}^3$
	$c_{p_{ag}}$	4180	$\text{J/kg}^\circ\text{C}$
Absorção e tubo	$k_a$	1,5	$\text{W/m}$
	$k_{bo}$	25	$\text{W/m}$
Células	$k_{ad}$	0,37	$\text{W/m}$
	$k_f$	84	$\text{W/m}$
Isolante	$k_i$	0,04	$\text{W/m}$

Os parâmetros eléctricos das células Fv, fornecidos pelos fabricantes, estão designados na tabela seguinte.

Tabela 5 – Parâmetros eléctricos usados na modelação do CSH<sup>17</sup>

Monocristalinas	$V_{m\acute{a}x}$	0,48	V
	$I_{m\acute{a}x}$	4,35	A
	$V_{CA}$	0,6	V
	$I_{CC}$	4,65	A
Flexíveis	$V_{m\acute{a}x}$	3,0	V
	$I_{m\acute{a}x}$	50	mA
	$V_{CA}$	4,1	V
	$I_{CC}$	60	mA

<sup>17</sup> Estas características foram fornecidas no caso das células flexíveis por FlexSolar Cells – Power Film Solar e no caso das células monocristalinas por Isofoton

### 3.3.2 Pressupostos assumidos para a realização do modelo

Durante a modelação foram considerados certos pressupostos, nomeadamente:

- ⇒ Assumiu-se que a temperatura do vidro,  $T_v$ , é constante;
- ⇒ A unidade de volume que comporta a célula fotovoltaica e a parte correspondente de absorsor, que se encontra imediatamente abaixo desta, encontra-se à mesma temperatura, sendo designada como  $T_f$ ;
- ⇒ A unidade de volume que comporta o tubo, a ligação tubo-absorisor, e a parte do absorsor, imediatamente acima do tubo, encontra-se à mesma temperatura, sendo designada como  $T_t$ ;
- ⇒ O elemento correspondente ao isolante encontra-se a uma temperatura média  $T_i$ , não sendo consideradas as variações de temperatura que ocorrem ao longo deste;
- ⇒ As transferências de calor, efectuadas entre cada um dos elementos, do colector, são monodireccionais, ocorrendo transversalmente ( direcção - zz), excepto as transferências efectuadas entre absorsor-célula, célula-absorisor e absorsor-tubo, que ocorrem horizontalmente ( direcção - xx);
- ⇒ De forma a obter-se uma uniformidade em cada nó, do volume de

controlo, considerou-se que a unidade correspondente ao absorsor, devido a ser uma unidade de pequenas dimensões, se encontra à mesma temperatura média  $T_a$ , desprezando-se a variação de temperatura ao longo desta (T.T. Chow, 2003);

⇒ Assumiu-se que o caudal em cada um dos tubos, bem como o perfil de temperaturas, são os mesmos, ao longo da secção longitudinal (ao longo do escoamento).

### 3.3.3 Modelação em EES

Conforme o que foi referido no ponto 3.2, no caso concreto do modelo com células monocristalinas, foi estudado um conjunto de elementos de volume,  $W \times H \times L$ , de dimensões  $120 \times 64,5 \times 456$  mm. Esta unidade de volume foi dividida em seis nós diferentes<sup>18</sup>: vidro, absorsor, célula, tubo, água e isolante, havendo ainda as interacções do primeiro e do último com o ambiente. Na figura 26 está representado o conjunto de elementos que traduzem o volume referido, com os respectivos nós e as interacções energéticas existentes.

---

<sup>18</sup> Na tabela 2 verifica-se que alguns dos modelos considerados são constituídos por 7 nós. Nesses casos foram considerados dois nós no absorsor, conforme pode verificar-se da figura 10

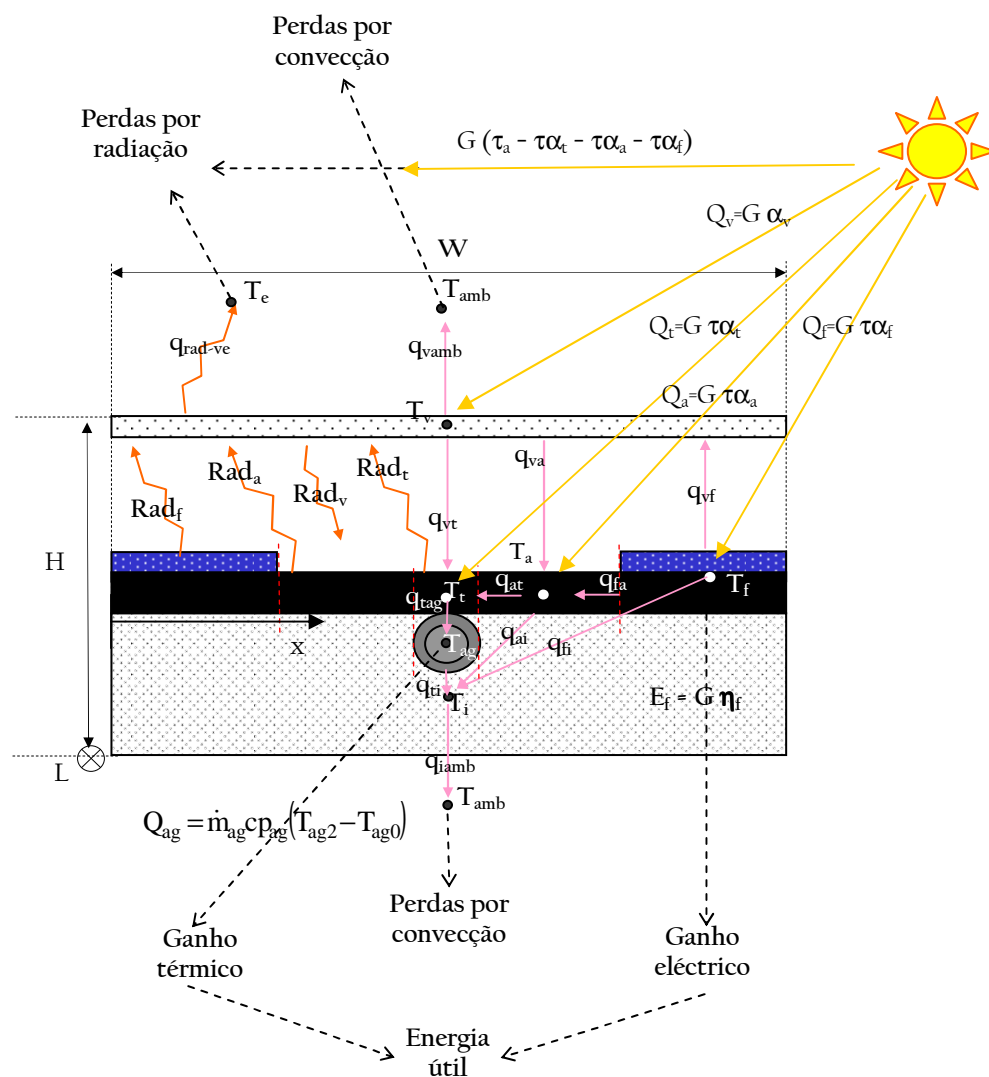


Fig. 26 – Fluxos de energia no CSH

Longitudinalmente foram considerados quatro elementos de volume, de 456 mm cada, perfazendo praticamente o comprimento do coletor.

No modelo global foi feita uma matriz de 773 equações com 773 variáveis da qual se obteve como variáveis de saída, para cada um dos quatro elementos de volume longitudinais, as variáveis da figura 27.

$$\begin{array}{ccccccc}
 \begin{bmatrix} T_v \\ T_a \\ T_f \\ T_t \\ T_{ag2} \\ T_i \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v1} \\ T_{a1} \\ T_{f1} \\ T_{t1} \\ T_{ag21} \\ T_{i1} \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v2} \\ T_{a2} \\ T_{f2} \\ T_{t2} \\ T_{ag22} \\ T_{i2} \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v3} \\ T_{a3} \\ T_{f3} \\ T_{t3} \\ T_{ag23} \\ T_{i3} \end{bmatrix} & \Rightarrow & \begin{cases} Q_{agTotal} = Q_{ag} + Q_{ag1} + Q_{ag2} + Q_{ag3} \\ E_{fTotal} = E_f + E_{f1} + E_{f2} + E_{f3} \\ \eta_E \\ \eta_T \\ \eta_G = \eta_E + \eta_T \end{cases} \\
 Vol.1 & & Vol.2 & & Vol.3 & & Vol.4 & & 
 \end{array}$$

Fig. 27 – Variáveis de saída do modelo construído, com 6 nós, considerando as quatro secções de volume

Os modelos de 7 nós contêm mais uma variável, em cada volume transversal, conforme se pode verificar na figura seguinte:

$$\begin{array}{ccccccc}
 \begin{bmatrix} T_v \\ T_{a1} \\ T_{a2} \\ T_f \\ T_t \\ T_{ag2} \\ T_i \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v1} \\ T_{a11} \\ T_{a21} \\ T_{f1} \\ T_{t1} \\ T_{ag21} \\ T_{i1} \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v2} \\ T_{a12} \\ T_{a22} \\ T_{f2} \\ T_{t2} \\ T_{ag22} \\ T_{i2} \end{bmatrix} & \rightarrow & \begin{bmatrix} T_{v3} \\ T_{a13} \\ T_{a23} \\ T_{f3} \\ T_{t3} \\ T_{ag23} \\ T_{i3} \end{bmatrix} & \Rightarrow & \begin{cases} Q_{agTotal} = Q_{ag} + Q_{ag1} + Q_{ag2} + Q_{ag3} \\ E_{fTotal} = E_f + E_{f1} + E_{f2} + E_{f3} \\ \eta_E \\ \eta_T \\ \eta_G = \eta_E + \eta_T \end{cases} \\
 Vol.1 & & Vol.2 & & Vol.3 & & Vol.4 & & 
 \end{array}$$

Fig. 28 – Variáveis de saída do modelo construído, com 7 nós, considerando as quatro secções de volume

A performance do colector varia com a radiação solar incidente, bem como com a temperatura de entrada do fluido no colector e a temperatura ambiente. Tendo em conta este facto o estudo foi realizado considerando como variáveis de entrada diferentes valores de radiação solar,  $I_{\text{Glob}}$ , de temperatura de entrada da água no CSH,  $T_{\text{ag0}}$ , e de temperatura ambiente,  $T_{\text{amb}}$ . Na tabela seguinte encontram-se os valores assumidos como variáveis de entrada.

Tabela 6 – Variáveis de entrada do modelo

$I_{\text{Glob}}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$T_{\text{ag0}}$ [°C]	$T_{\text{amb}}$ [°C]
1000	15,0	15,0
900	22,5	19,2
800	30,0	23,3
700	37,5	27,5
600	45,0	31,7
500	52,5	35,8
400	60,0	40,0

A velocidade do vento,  $u_a$ , foi assumida como sendo 1m/s. O colector representa um painel com uma área de abertura de 0,96 m de largura por 2m de comprimento, encontra-se com uma inclinação,  $\theta_{\text{incl}}$ , de 31,1° e o caudal que circula no interior dos tubos tem um valor de 0,005kg/s<sup>19</sup>. Considerando regime permanente, pode afirmar-se que:

---

<sup>19</sup> Valor baseado no valor de caudal óptimo para um colector convencional, 20g/s/m<sup>2</sup>, e na gama de valores apresentada por Charalambous

$$\dot{m}_{ag} = \dot{m}_{ag1} = \dot{m}_{ag2} = \dot{m}_{ag3} \quad (3.63)$$

Para o efeito de cálculo recorreu-se a balanços de energia, conforme o exposto no ponto 3.2. A descrição feita nesse ponto corresponde, de forma análoga, a cada um dos modelos referidos na tabela 2, havendo algumas diferenças nos casos dos modelos com células flexíveis (FCCT, FEM e FDM) onde foram consideradas duas secções de absorção, conforme pode verificar-se na figura 10 e na figura 28. Outro caso, ainda, reflecte-se no estudo de um CSH com 16 tubos (FCT), com o mesmo tipo de células, onde o caudal foi considerado metade do referido anteriormente ( $\dot{m}_{ag} = 0,0025 \text{ kg/s}$ ).

### 3.3.4 Resultados da modelação

#### *3.3.4.1 Variação da temperatura, em cada nó, ao longo dos quatro elementos de volume longitudinais considerados*

Através dos balanços de energia do ponto 3.2 e, com as constantes referidas no ponto anterior, foram calculadas as temperaturas de saída de cada nó, para os quatro volumes considerados.

Considerando como exemplo demonstrativo o caso referido na tabela seguinte:

Tabela 7 – Caso demonstrativo

$I_{\text{Glob}}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$T_{\text{ag0}}$ [°C]	$T_{\text{amb}}$ [°C]
800	15,0	23,3

Obtiveram-se as seguintes variações de temperatura, para cada um dos casos genéricos Mono e FCCT:

Tabela 8 – Variação das temperaturas, ao longo dos quatro elementos de volume considerados, para o modelo Mono

Volume Nós	Elemento único	Dois elementos	Três elementos	Quatro elementos
$T_v$	20,41	20,70	21,00	22,48
$T_a$	11,69	13,16	14,63	21,93
$T_f$	11,80	13,27	14,74	22,03
$T_t$	11,57	13,05	14,52	21,82
$T_{\text{ag2}}$	16,43	17,86	19,27	20,64
$T_i$	16,56	17,42	18,28	22,55

No gráfico seguinte estão representadas as variações de temperatura referentes à tabela anterior, para o modelo Mono.



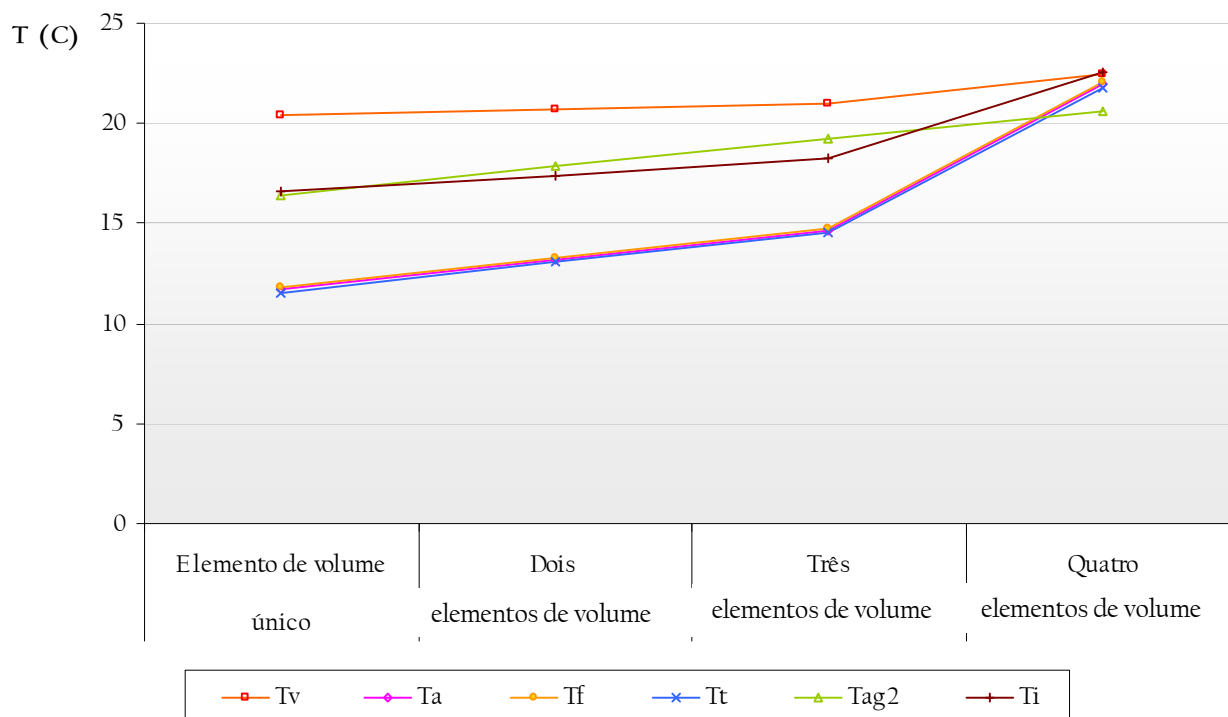


Fig. 29 – Variação das temperaturas ao longo dos quatro elementos considerados, para o modelo Mono

Tabela 9 – Variação das temperaturas, ao longo dos quatro elementos de volume considerados, para o modelo FCCT

Volume Nós	Elemento único	Dois elementos	Três elementos	Quatro elementos
$T_v$	20,44	21,96	22,23	22,51
$T_{a1}$	11,82	19,63	21,03	22,43
$T_{a2}$	11,61	19,42	20,83	22,22
$T_f$	11,79	19,60	21,00	22,39
$T_t$	11,41	19,23	20,64	22,04
$T_{ag2}$	16,50	17,95	19,39	20,81
$T_i$	16,54	21,11	21,93	22,74

No gráfico que se segue estão representadas as variações de temperatura, de cada nó, referidas na tabela anterior, para o modelo FCCT.

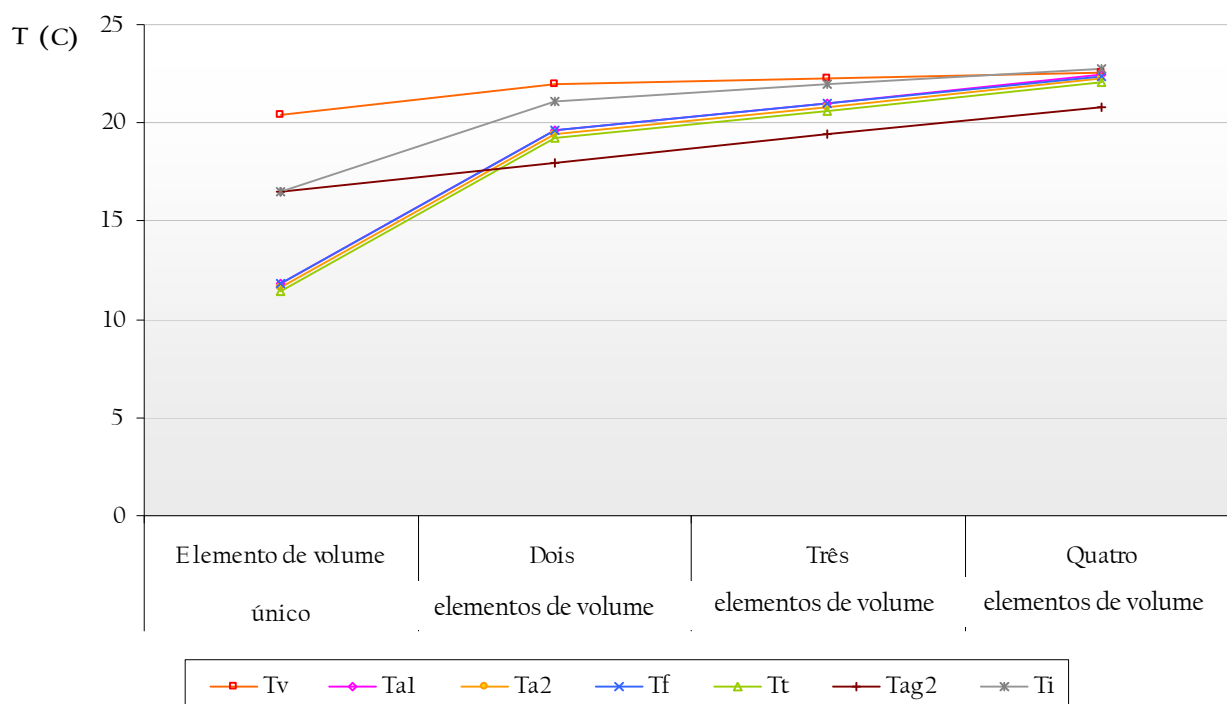


Fig. 30 – Variação das temperaturas ao longo dos quatro elementos considerados, para o caso FCCT

#### 3.3.4.2 Variação da temperatura em função das variáveis de entrada para cada nó

De forma a verificar qual a influência da variação das as variáveis de entrada, assumidas na tabela 6, construiu-se gráficos representativos da variação das temperaturas de saída de cada nó em função de cada uma dessas mesmas variáveis,

obtendo-se como resultados os gráficos que se seguem<sup>20</sup>.

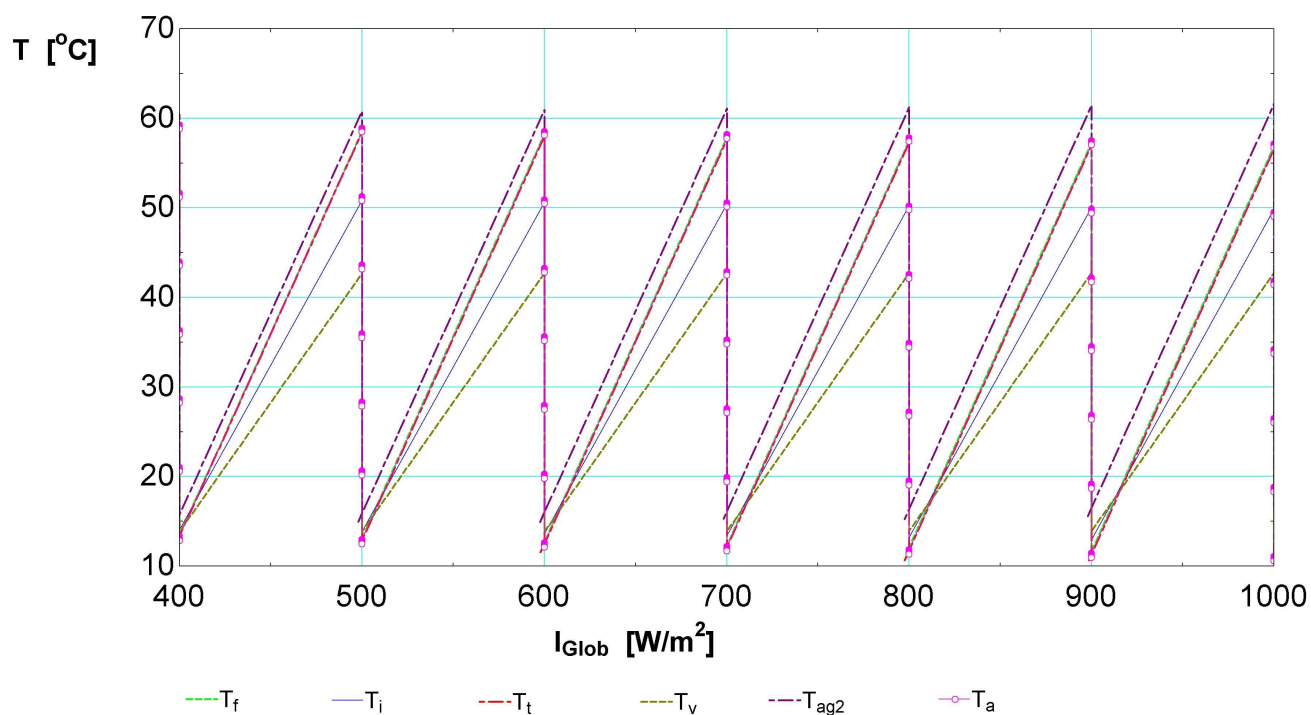


Fig. 31 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de radiação assumidos, para o modelo Mono

<sup>20</sup> Esta avaliação foi feita tendo apenas em consideração o modelo Mono

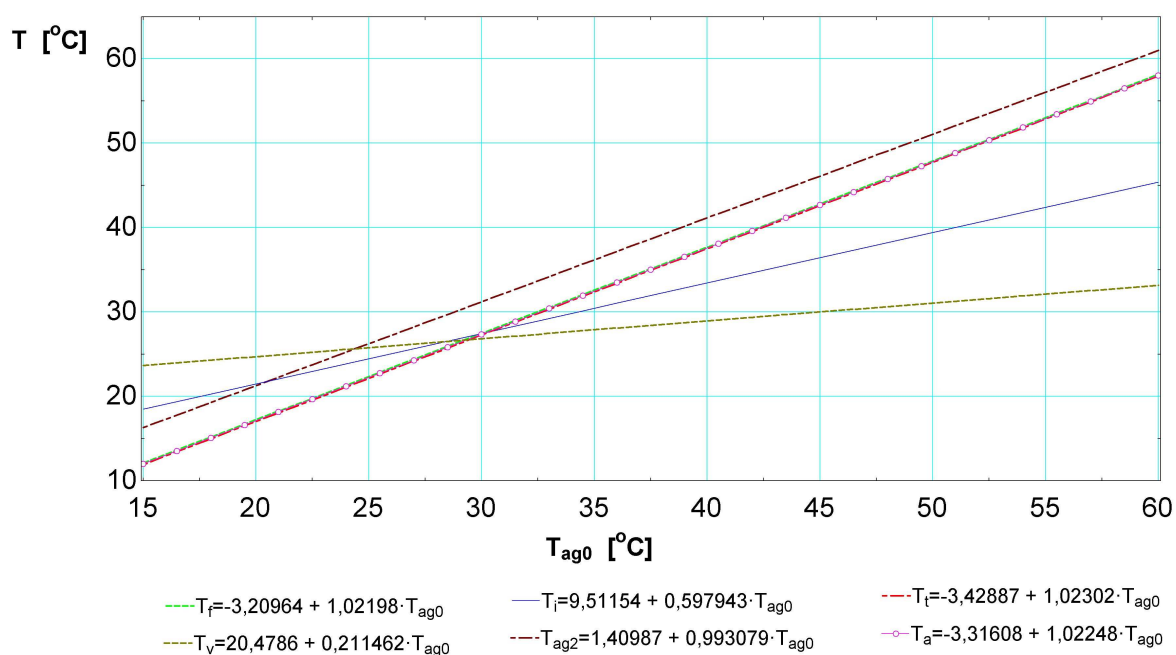


Fig. 32 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de temperatura de entrada da água, para o modelo Mono

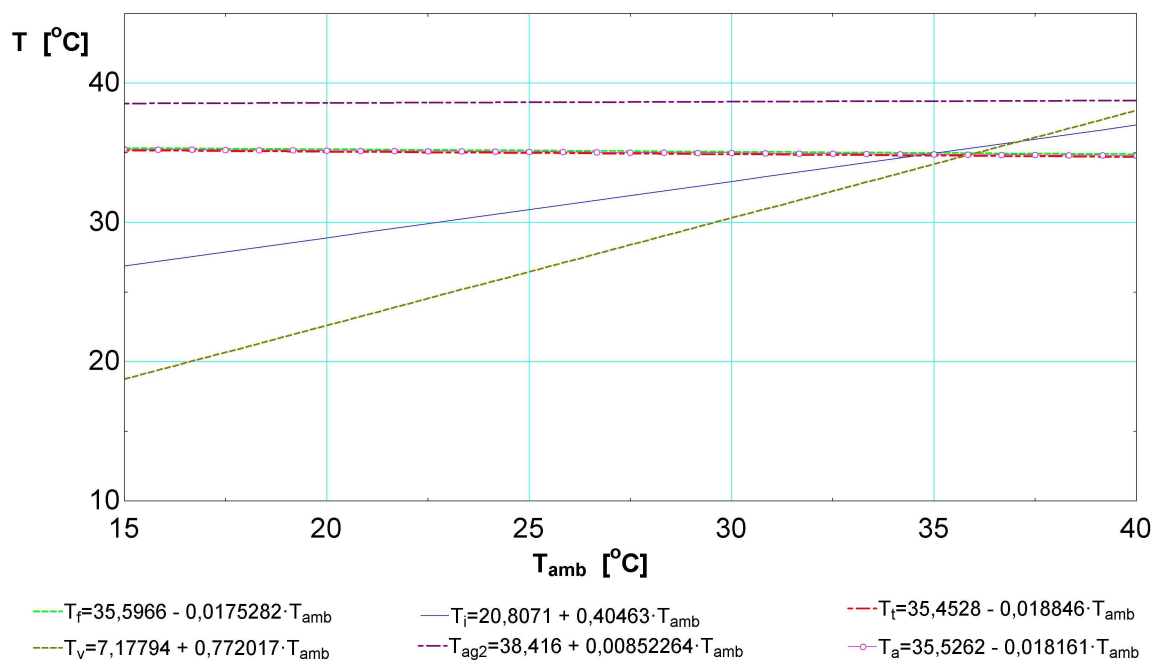


Fig. 33 – Variação da temperatura de cada nó em função dos diferentes valores de temperatura ambiente, para o modelo Mono

### 3.3.4.3 Curvas de eficiência

Para os diferentes modelos foram construídas as curvas de eficiência, que são função da temperatura reduzida  $\frac{\Delta T}{I_{\text{glob}}}$  referida no ponto 2.2.1, tendo em conta as várias combinações possíveis das variáveis de entrada apresentadas na tabela 6. Nas figuras 34 e 35 estão representadas as curvas de eficiência, para os modelos Mono e FCCT.

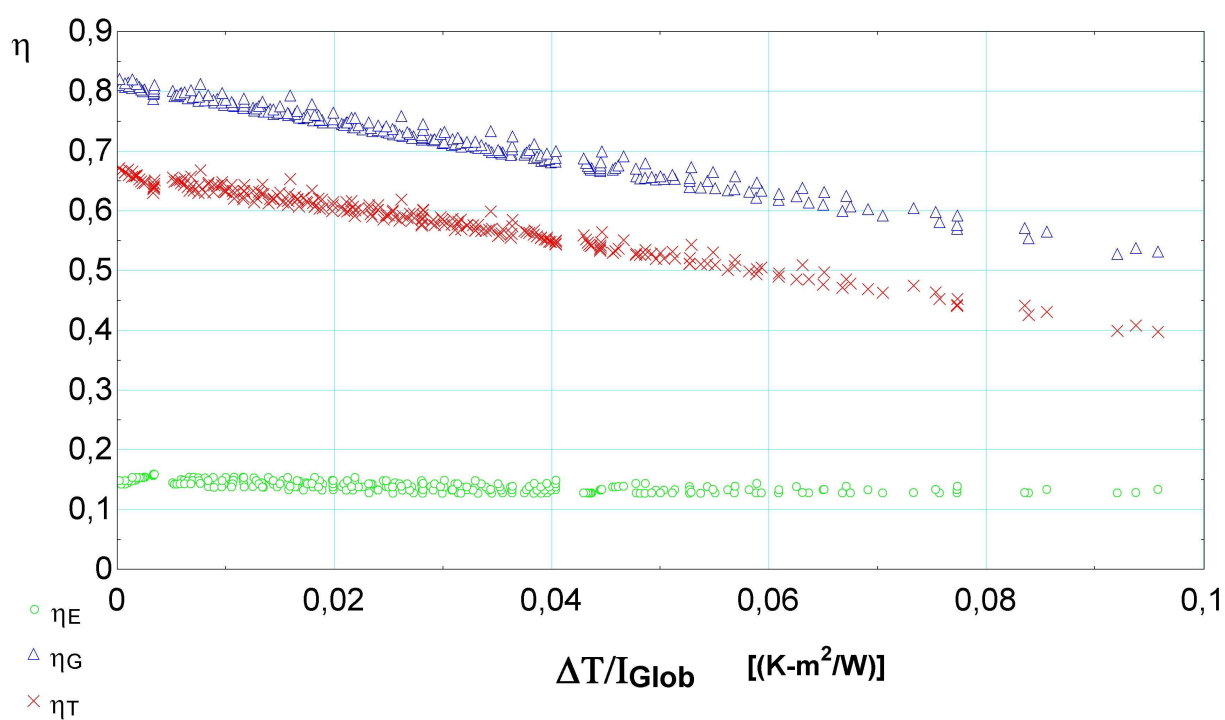


Fig. 34 – Curvas de eficiências para o estudo de um CSH Mono

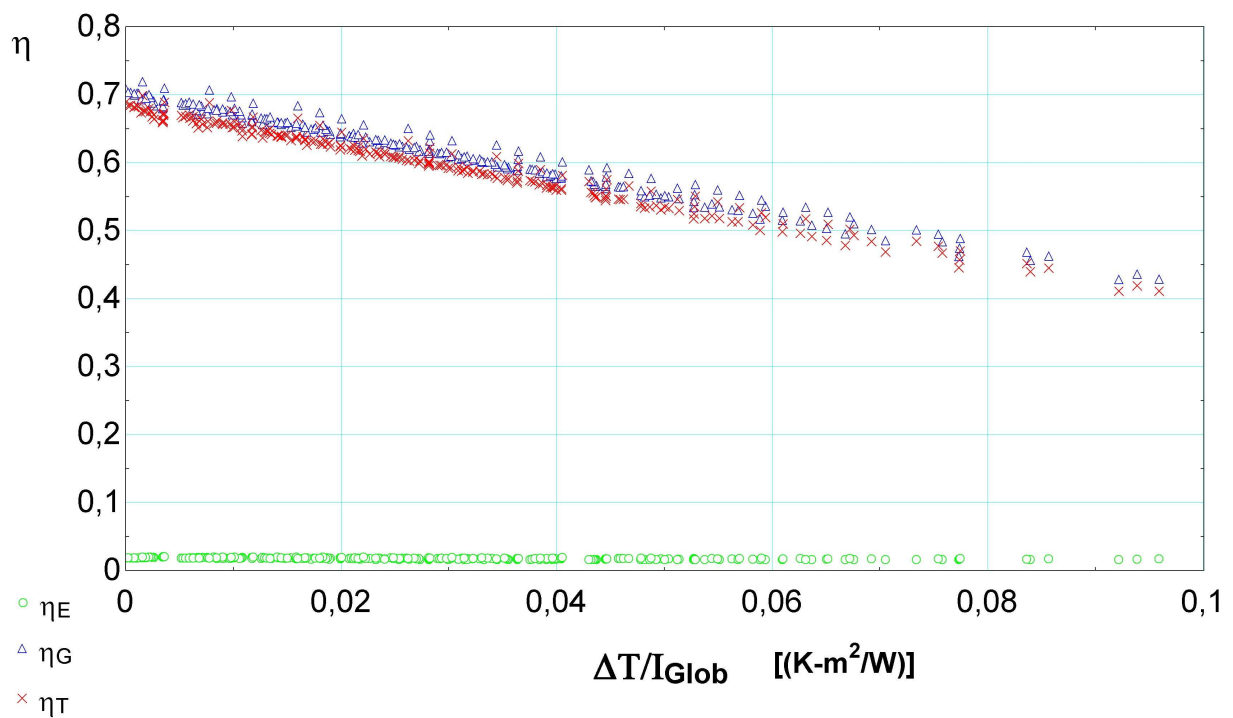


Fig. 35 – Curvas de eficiências para o estudo de um CSH FCCT

Nos gráficos 36 e 37 estão representadas a potência eléctrica, produzida pelo CSH, bem como a potência calorífica para o caso do modelo Mono, considerando  $I_{Glob} = 800 \text{ W/m}^2$ .

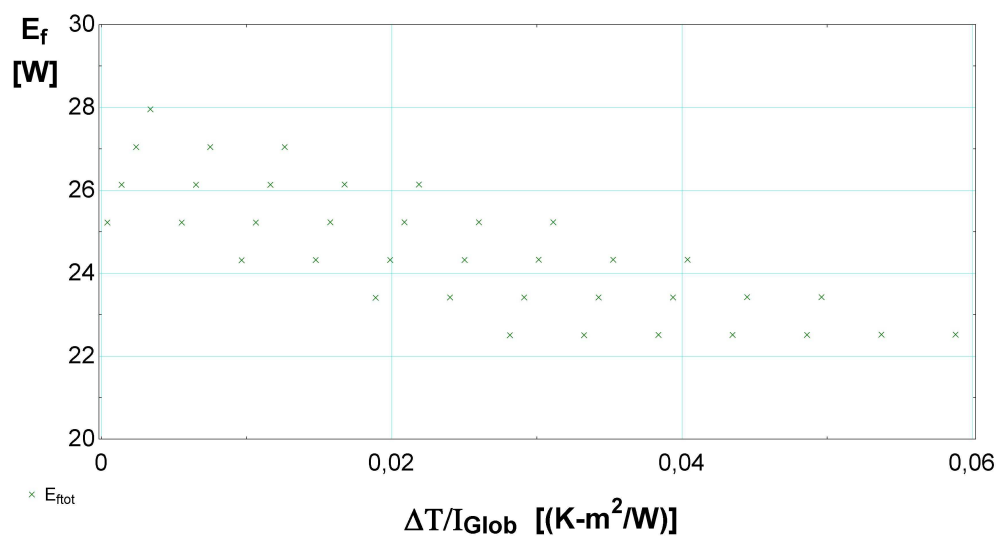


Fig. 36 – Potência eléctrica para o estudo de um CSH Mono

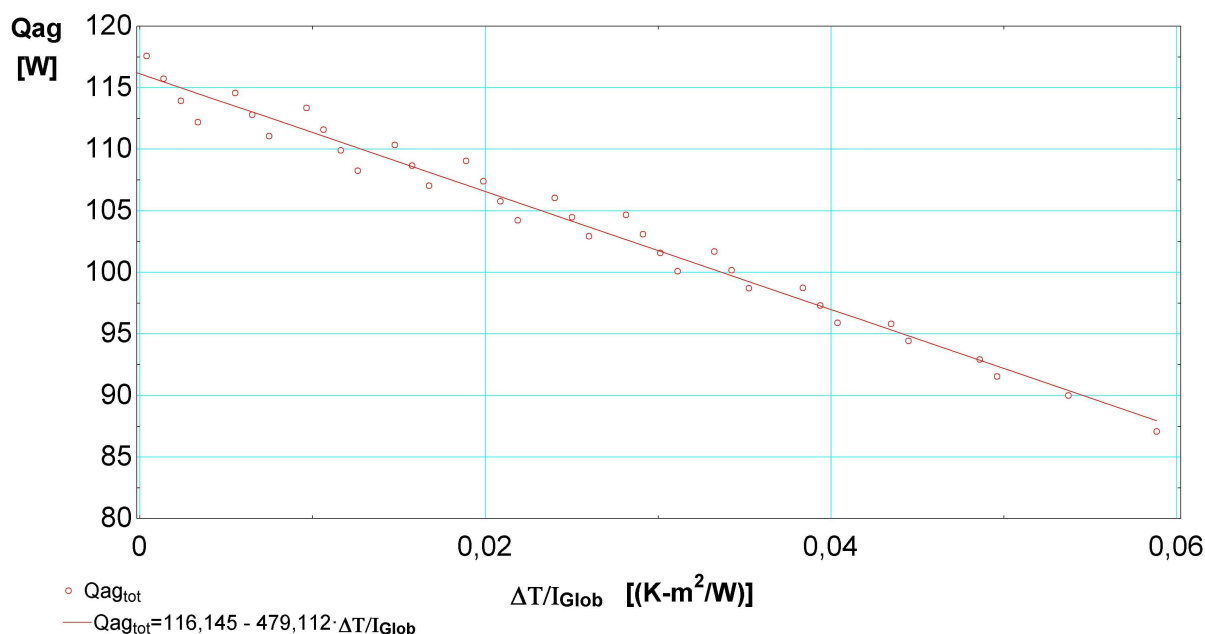


Fig. 37 – Potência calorífica para o estudo de um CSH Mono

A potência eléctrica é representada em função da temperatura reduzida do colector, de forma análoga à potência calorífica, não sendo no entanto tomada em consideração a sua dispersão uma vez que a temperatura reduzida é característica de um colector térmico, razão pela qual é possível verificar uma dispersão bastante acentuada na sua representação gráfica. Assim, a figura 36, serve apenas como expressão da quantidade de energia eléctrica produzida pelo CSH.

Recorrendo à regressão linear obtém-se as seguintes rectas de eficiência para os dois modelos em estudo:

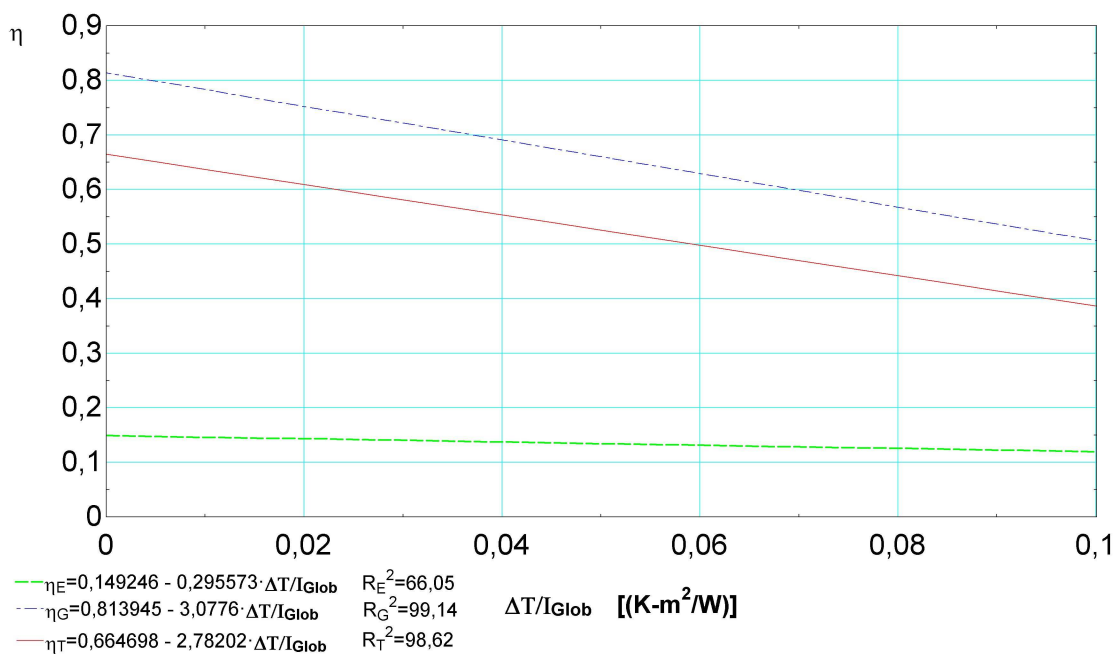


Fig. 38 – Regressão linear aplicada ao estudo do CSH Mono

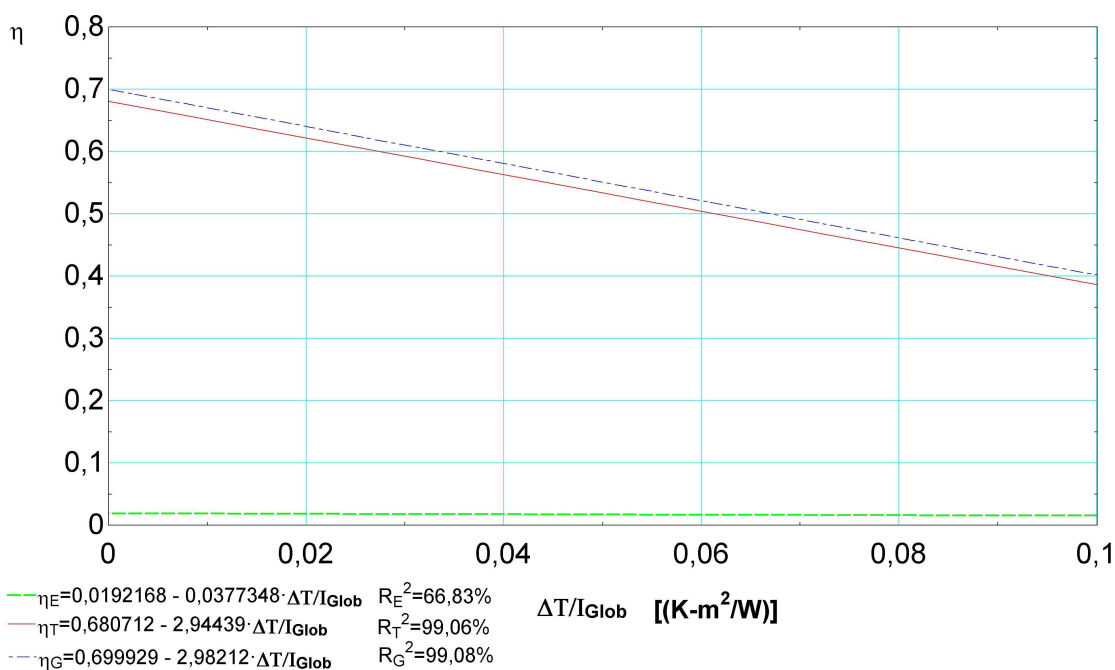


Fig. 39 – Regressão linear aplicada ao estudo do CSH FCCT



De forma a ser possível comparar todos os modelos estudados foram construídos os gráficos que se seguem, para cada uma das eficiências avaliadas.

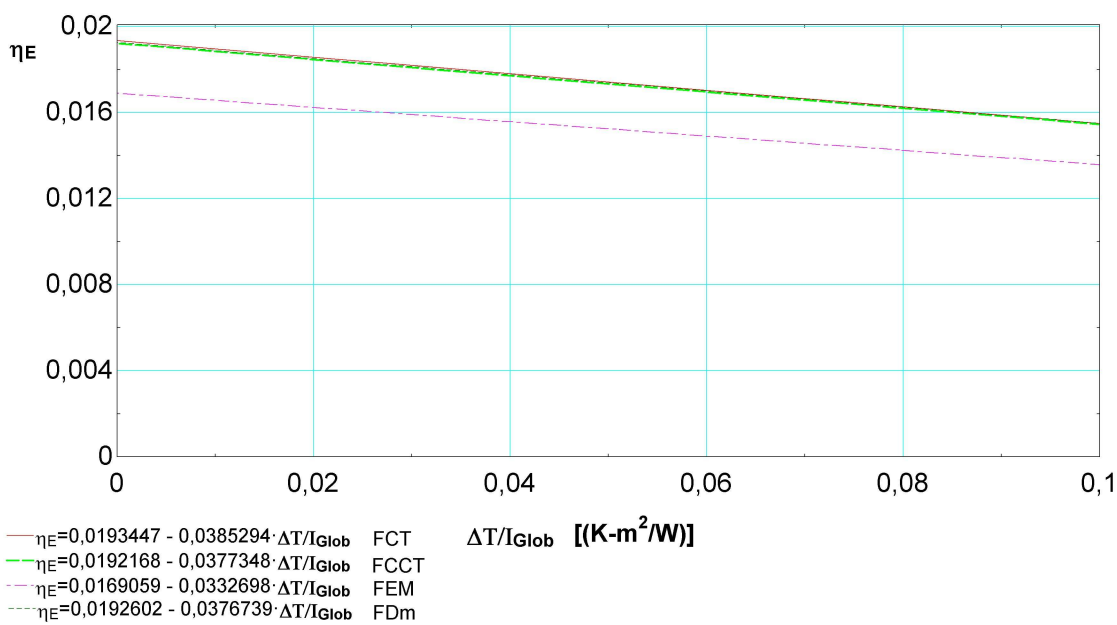


Fig. 40 – Comparação da eficiência eléctrica para os modelos estudados, contabilizando apenas os modelos com células flexíveis

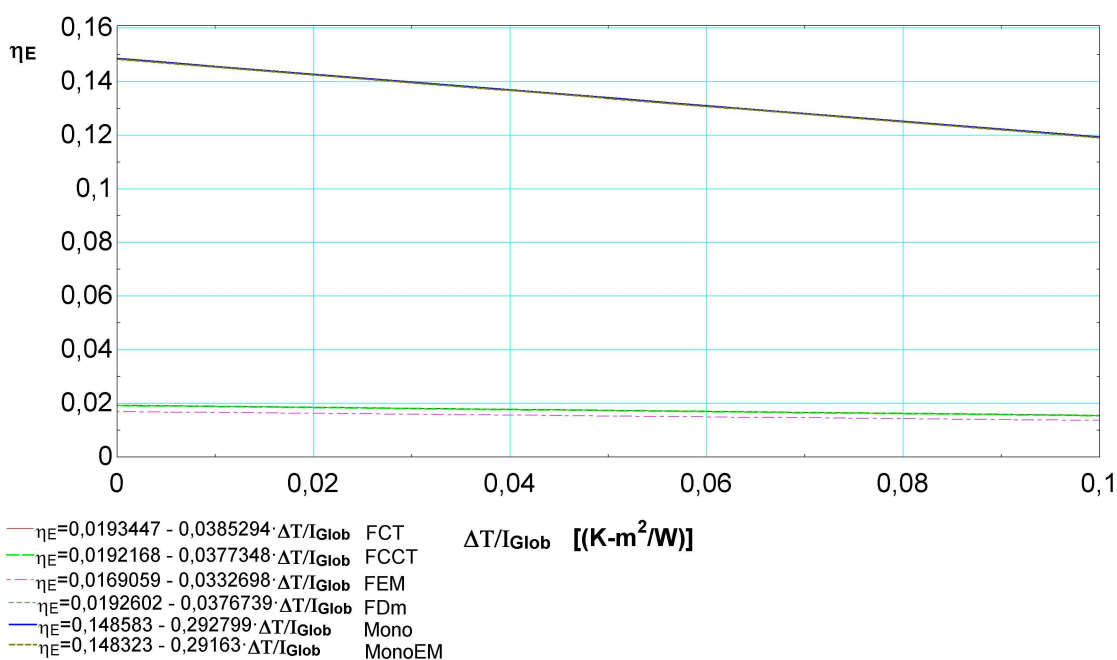


Fig. 41 – Comparação da eficiência eléctrica para todos os modelos estudados

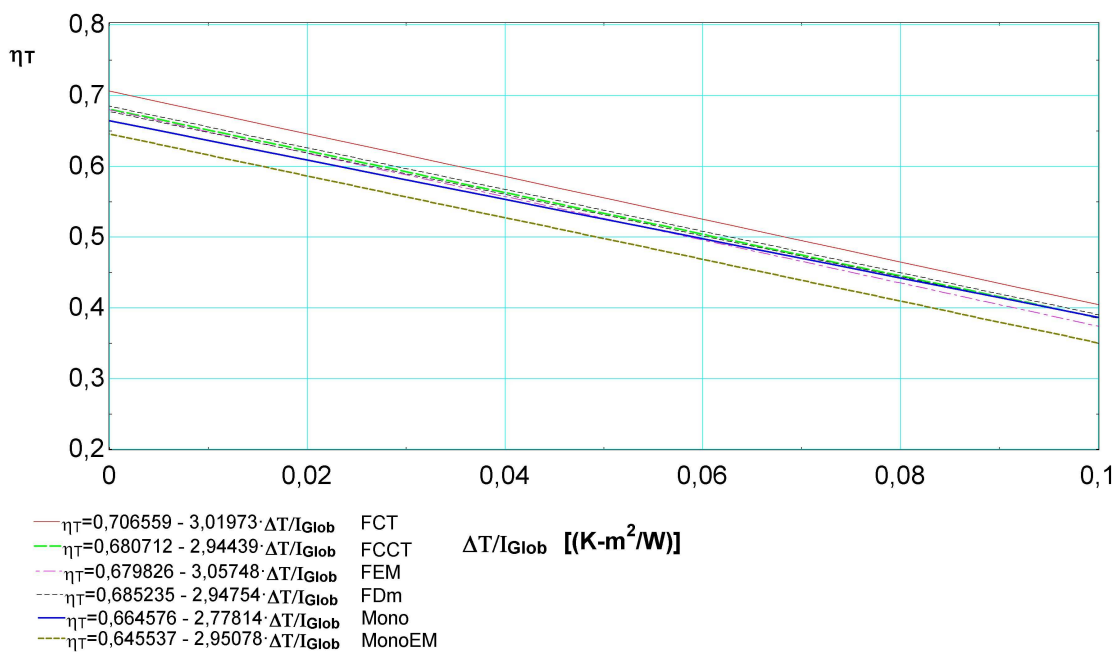


Fig. 42 – Comparação da eficiência térmica para todos os modelos estudados

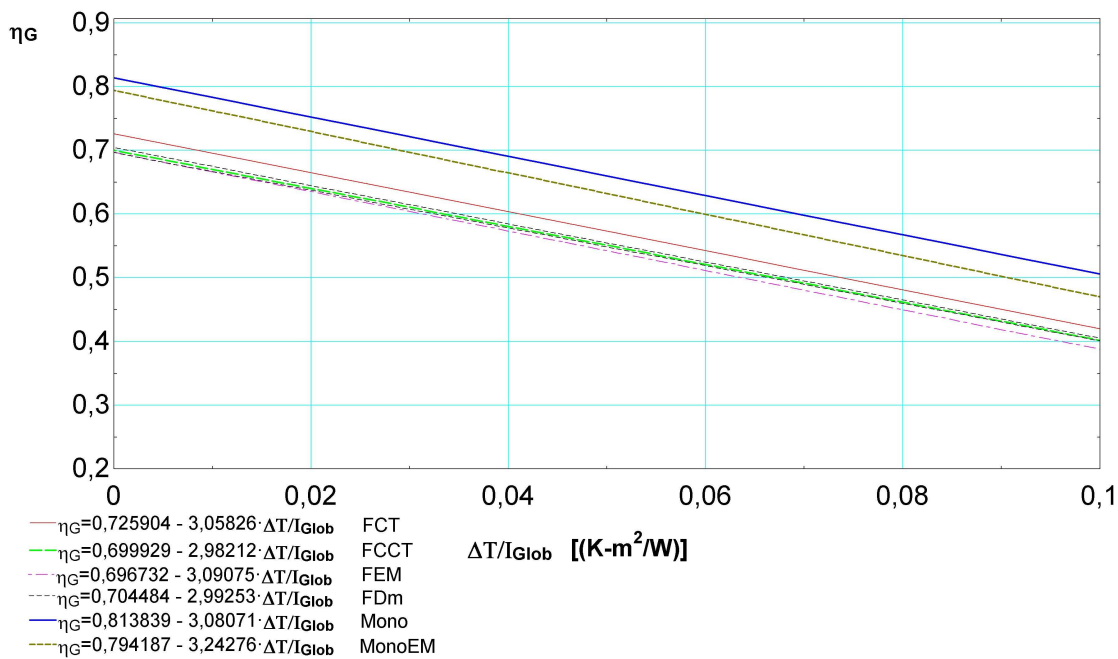


Fig. 43 – Comparação da eficiência global para todos os modelos estudados

Tabela 10 – Resultados das eficiências máximas (rendimentos ópticos) e do coeficiente global de perdas para cada um dos modelos estudados

Modelo	$\eta_{o_E}$	$\eta_{o_T}$	$\eta_{o_G}$	$(FR U_L)_E$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$(FR U_L)_T$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$(FR U_L)_G$ [W/(m <sup>2</sup> K)]
FCT	0,0193	0,706	0,726	0,0385294	3,01973	3,05826
FCCT	0,0192	0,681	0,700	0,0377348	2,94439	2,98212
FEM	0,0169	0,680	0,697	0,0332698	3,05748	3,09075
FDm	0,0193	0,685	0,704	0,0376739	2,94754	2,99253
Mono	0,1486	0,664	0,814	0,29799	2,77814	3,08071
MonoEM	0,1483	0,646	0,794	0,29163	2,95078	3,24276

Da análise da tabela 10, bem como dos gráficos anteriores, pode verificar-se que o facto de considerar-se um CSH com o dobro dos tubos vai implicar um aumento na eficiência térmica, na ordem dos 2,5 %, e na eléctrica, de 0,1‰. Isto deve-se ao facto de haver uma maior área de transferência de calor tubo-água e da temperatura de operação da célula FV encontrar-se ligeiramente inferior, devido a ambos os lados da célula estarem à mesma distância da secção correspondente ao tubo, para um espaçamento (W) metade do considerado nos restantes modelos.

No modelo em que a distância entre a célula e o tubo é menor, FDm, verifica-se também um ligeiro aumento nas eficiências, térmica e eléctrica, de 0,5 % e 0,1‰, respectivamente. Neste caso, além do facto referido anteriormente para a temperatura da célula FV, a resistência de transferência de calor entre a célula FV e o tubo (referente ao absorsor) vai ser menor. Como a célula se encontra a uma temperatura superior à do tubo e à do absorsor, a energia transferida entre o tubo e a célula também será maior, havendo um ligeiro aumento na eficiência térmica.

A utilização de células com um maior coeficiente de emissão, FEM e MonoEM, não apresenta grandes benefícios pois, conforme pode verificar-se da tabela 10, as eficiências diminuem em ambos os casos.

Por fim, fazendo a comparação entre o modelo com células monocristalinas, Mono, e o modelo com células flexíveis, FCCT, pode verificar-se que a eficiência térmica do segundo é superior à do primeiro, em 1,7 %, devido ao facto de as células flexíveis terem uma menor espessura quando comparadas com as monocristalinas (tabela 2). No entanto como o modelo Mono é construído com células de elevado rendimento a sua eficiência global é 11,4 % superior à do modelo FCCT.

#### *3.3.4.4 Escolha dos modelos*

Para os casos de estudo apresentados no capítulo seguinte optou-se por seleccionar dois modelos de um CSH, um com células monocristalinas e o outro com células flexíveis, de forma a ser possível avaliar qual o tipo de células economicamente viável para a aplicação a um caso real.

Os modelos seleccionados foram o Mono e o FCCT. A escolha do Mono prendeu-se com o facto de ser o melhor dos dois modelos estudados, com células monocristalinas.

No caso do FCCT apesar de não ser o melhor, em termos de eficiências, dos modelos estudados para a situação de um CSH com células flexíveis, optou-se por este uma vez que no modelo que apresentava melhores resultados, FCT, apenas se verificava um aumento de 2,5 % na eficiência térmica, e de 0,1‰ na eléctrica. Além disso, para efeitos concepção, o modelo FCT é mais dispendioso devido a ter o dobro dos tubos quando comparado com o FCCT. Comparando ainda o FCCT com o modelo FDM o aumento da eficiência global ronda apenas os 4 ‰. Valor este que não foi considerado significativo.

Para além dos factos referidos atrás estes dois modelos apresentam, em termos térmicos, a melhor relação  $(FR U_L)_T$  o que implica que as suas perdas térmicas sejam ligeiramente inferiores às dos restantes modelos estudados.



## CAPÍTULO 4

### 4 Aplicação do CSH a dois sistemas de micro-cogeração distintos

Por Cogeração entende-se, como sendo, a produção de mais que uma forma útil de energia (eléctrica e térmica), a partir da mesma fonte energética (Çengel, 2001). Este processo é normalmente utilizado na indústria (por exemplo: indústria da celulose ou do papel), sendo a sua utilização em Portugal relativamente recente, datando dos inícios dos anos 90, em resposta a problemas de competitividade em mercados onde o preço de electricidade era significativamente mais baixo (Freitas Oliveira, 2004).

Tendo em conta o grande incremento do consumo de energia verificado e previsto, em Portugal, associado a uma consciencialização abrangente de preocupações ambientais, estratégicas e logísticas em termos de sustentabilidade, segurança do abastecimento e disponibilidade para construção de infra-estruturas de transporte e distribuição torna-se imperativo a implementação de medidas estruturantes que, em termos gerais, poderão ser enunciadas pelos seguintes pontos (J. Peças Lopes, 2006/2007):

- Aumento da exploração de fontes renováveis;
- Aumento da eficiência na utilização da energia;

- Diversificação das fontes de energia;

Estas medidas poderão ser integradas no conceito de produção distribuída ou micro-geração. A micro-geração é definida como a utilização de, diferentes tipos de, energias renováveis na produção de energia útil (térmica ou eléctrica) para consumo doméstico fornecendo o excesso, em termos eléctricos, directamente a terceiros ou à rede local.

No passado, o programa E4 – Eficiência Energética e Energias Renováveis (RCM 154/2001) serviu como ponto de arranque e de gestão de políticas energéticas, visando a utilização de recursos endógenos, apresentando um léxico actual e acessível sobre o tema de energia. O Decreto-lei n.º 68/2002 veio regulamentar a micro geração de electricidade em baixa tensão, na perspectiva de direitos e deveres, bem como a venda desta à rede eléctrica introduzindo o conceito de produtor/ consumidor.

Actualmente, visto que, o numero de sistemas de micro-geração de electricidade licenciados e a funcionar (Decreto-lei n.º 363/2007) não atingiu uma expressão significativa, o Governo publicou o Decreto-lei n.º 363/2007, que simplifica o regime da micro-geração de electricidade. Este decreto-lei torna bastante mais atractivo o investimento na micro-geração, especificamente a de origem solar, devido à tarifa de venda à rede praticada. Este facto, associado à implementação obrigatória de colectores solares (Decreto-lei n.º 80/2006), vem enquadrar o colector solar híbrido como, o presente trabalho pretende demonstrar, uma excelente opção de investimento.



## 4.1 Casos de estudo

O estudo que se segue assenta na aplicação dos dois modelos escolhidos no final do capítulo 3: CSH Mono e CSH FCCT. Uma das grandes vantagens de um CSH consiste no facto de produzir simultaneamente dois tipos de energia (calor e electricidade) partindo de uma mesma fonte de energia primária. A sua aplicação a um possível sistema real é particularmente interessante devido à orientação que o governo Português tem vindo a adoptar, com a implementação novas políticas energéticas, com o intuito de promover a instalação de sistemas de origem renovável (RCM n.º 169/2005; DL n.º 80/2006; DL n.º 363/2007). Um sistema de CSH pode ser implementado quer numa escala maior no caso de edifícios de serviços (escritórios, hotéis, comerciais, ...), quer em escala pequena a unidades de habitação.

Baseado neste facto foram propostas duas situações distintas para a aplicação de um sistema de micro-cogeração, a baixas temperaturas, utilizando um sistema de CSH. A primeira, aplicada em pequena escala, a uma habitação, e a segunda, numa escala maior, a um hotel. Para o estudo destas duas situações considerou-se a hipótese da instalação encontrar-se em quatro localidades diferentes: Porto, Lisboa, Faro e Bragança, com as latitudes de  $41,16^\circ$ ;  $38,73^\circ$ ;  $37,04^\circ$  e  $41,78^\circ$  respectivamente. A energia de apoio térmico variou entre electricidade, gás natural e gasóleo de aquecimento. Em qualquer uma das situações referidas o apoio FV foi sempre de natureza eléctrica.

O estudo apresentado neste capítulo foi realizado recorrendo ao programa

SolTerm<sup>21</sup>. Trata-se de um programa de análise de desempenho de sistemas solares, ajustado às condições climáticas e técnicas de Portugal. Contém uma base de dados meteorológicos, razão pela qual não foi abordado neste trabalho de uma forma analítica, bem como dos elementos constituintes dos circuitos, quer térmicos quer eléctricos (depósitos de armazenamento, kits solares, colectores, painéis FV, ...). É feita uma simulação energética sob condições quasi-estacionárias de forma a avaliar o desempenho do sistema solar. Na figura 44 estão representados os dados meteorológicos para o Porto, tais como a irradiação no plano horizontal (directa e difusa) e a temperatura ambiente.

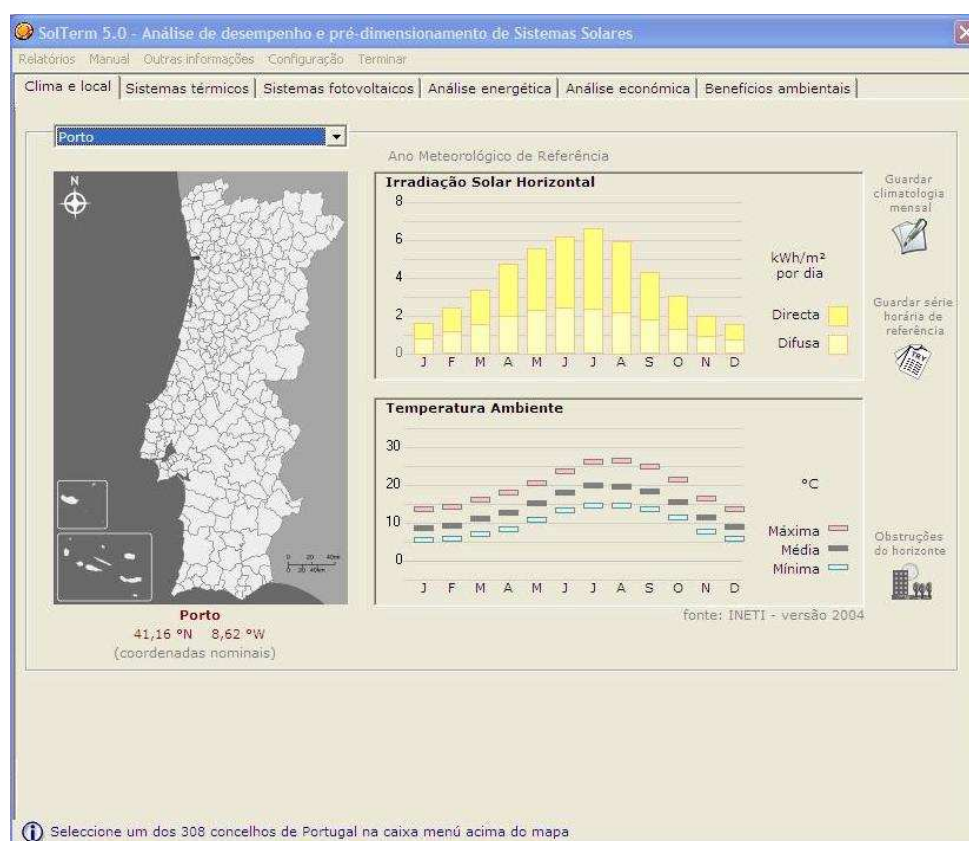


Fig. 44 – Dados meteorológicos do Porto contidos na base de dados do SolTerm

<sup>21</sup> Solterm5, V.5.0.1, "Análise e desempenho de sistemas solares térmicos e fotovoltaicos", "Compatível com os regulamentos de edifícios – DLs 78, 79, 80 de 4 de Abril de 2006", Autores do Software: Ricardo Aguiar e Maria João Carvalho, INETI – Departamento de Energias Renováveis, 6 de Janeiro de 2007, Lisboa

## 4.1.1 Descrição do sistema aplicado em escala pequena

### 4.1.1.1 Sistema térmico

Considerou-se uma habitação com um consumo diário de água quente sanitária de 300 l/dia. O circuito de água quente primário era constituído pelos colectores, por uma bomba circuladora que operava a um caudal de 72 l/h/m<sup>2</sup>, um permutador de calor e um depósito de armazenamento de água quente de 300 l. O circuito que abastecia a carga compreendia também o depósito de armazenamento, um apoio térmico e a carga considerada, conforme se pode verificar pela figura 45. Foi feita uma simulação para cada um dos valores de área de colectores de aproximadamente 4 m<sup>2</sup>, 6 m<sup>2</sup> e 8 m<sup>2</sup>.

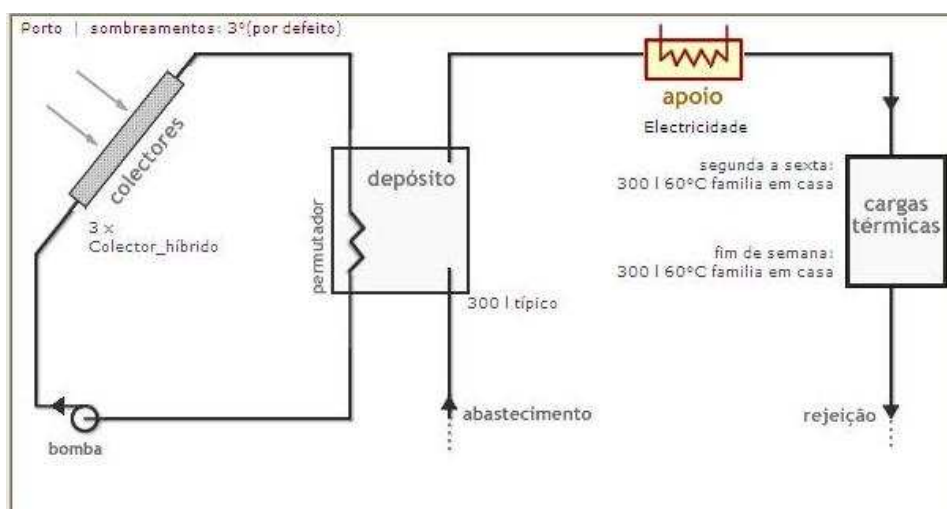


Fig. 45 – Esquema representativo do circuito térmico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de 5,76 m<sup>2</sup> e com apoio eléctrico

A temperatura de alimentação a carga térmica foi considerada constante, 60°C. O perfil de temperaturas da água de abastecimento considerou-se variável dependendo do mês em causa e encontra-se representado na figura 46.



Fig. 46 – Perfil de temperaturas da água de abastecimento ao depósito de armazenamento

O perfil de consumo de água quente para a habitação foi considerado constante ao longo do ano e encontra-se representado na figura 47, o referente ao mês de Janeiro, num sistema com aproximadamente 6 m<sup>2</sup> de área de CSH, instalado no Porto.

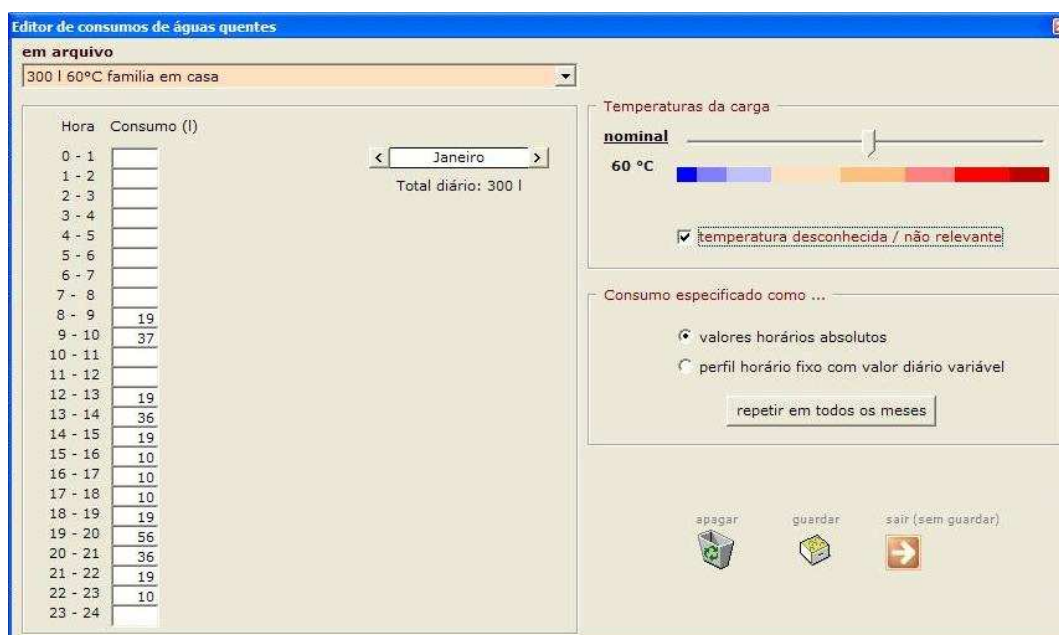


Fig. 47 – Perfil do consumo térmico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de 5,76 m<sup>2</sup> e com apoio eléctrico

A simulação do sistema térmico foi otimizada segundo uma inclinação óptima dos colectores obtendo-se os valores da energia térmica produzida, a fracção solar e a energia necessária ao sistema de apoio óptimos. A figura 48 traduz um exemplo de um dos resultados de uma simulação energética para um sistema térmico aplicado no Porto.

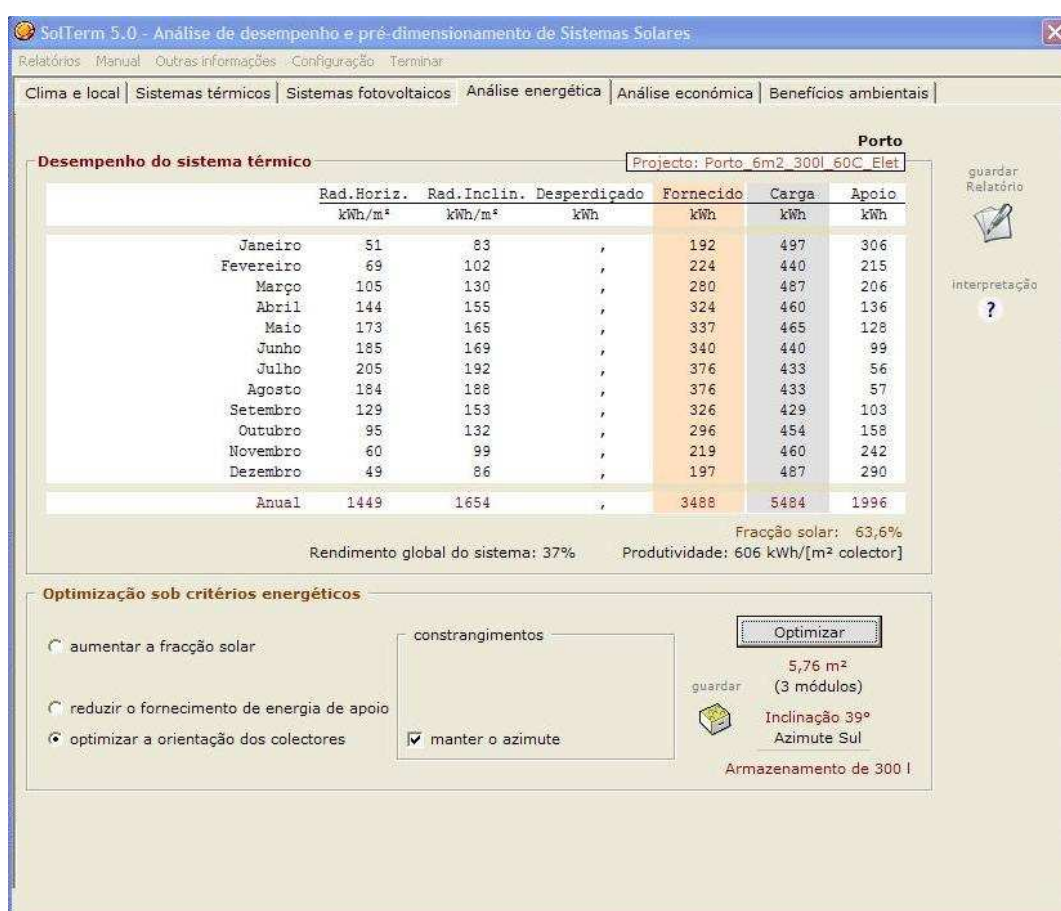


Fig. 48 – Simulação térmica, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de 5,76 m² e com apoio eléctrico

#### 4.1.1.2 Sistema Eléctrico

A electricidade gerada pelo CSH foi utilizada para alimentar a bomba de circulação de água do circuito primário do sistema térmico e a que foi produzida em excesso foi vendida à rede, à tarifa actual (DL n.º 363/2007).

Do sistema FV fazia parte o CSH, um inversor ajustado à carga eléctrica e a carga correspondente à energia necessária para alimentar a bomba de circulação da água. Considerou-se que não houve armazenamento de energia eléctrica sendo a energia extra necessária fornecida por um apoio eléctrico. A figura 49 representa o circuito FV.

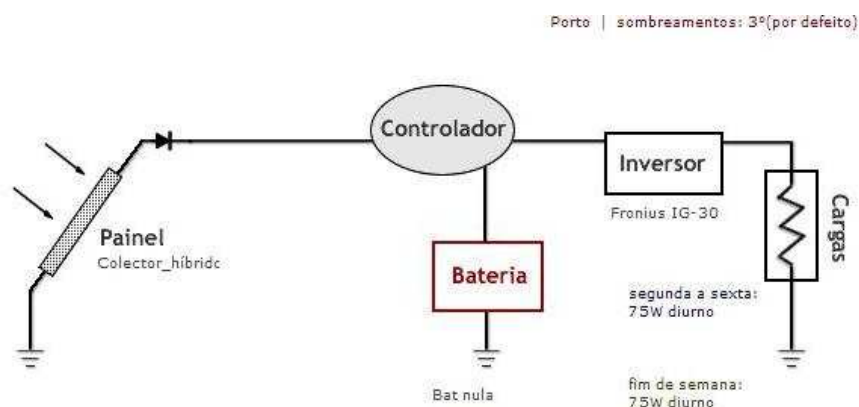


Fig. 49 – Esquema representativo do circuito eléctrico, para um sistema aplicado a uma habitação situada no Porto, com uma área de CSH de 5,76 m<sup>2</sup>

Considerou-se que a bomba circuladora apenas opera nas horas de sol de um determinado mês, sendo variável de acordo com o mês em causa. Assim, para o mês de Janeiro, o perfil do consumo eléctrico encontra-se representado na figura seguinte.

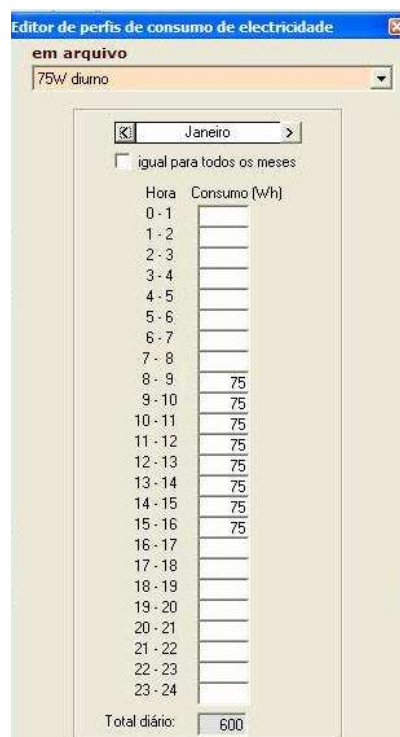


Fig. 50 – Horas de funcionamento da bomba circuladora, no mês de Janeiro, aplicado a um sistema com uma área de CSH de  $5,76 \text{ m}^2$

A figura 51 representa o resumo dos dados considerados, para a simulação em SolTerm, no caso de estudo de uma habitação uni-familiar.

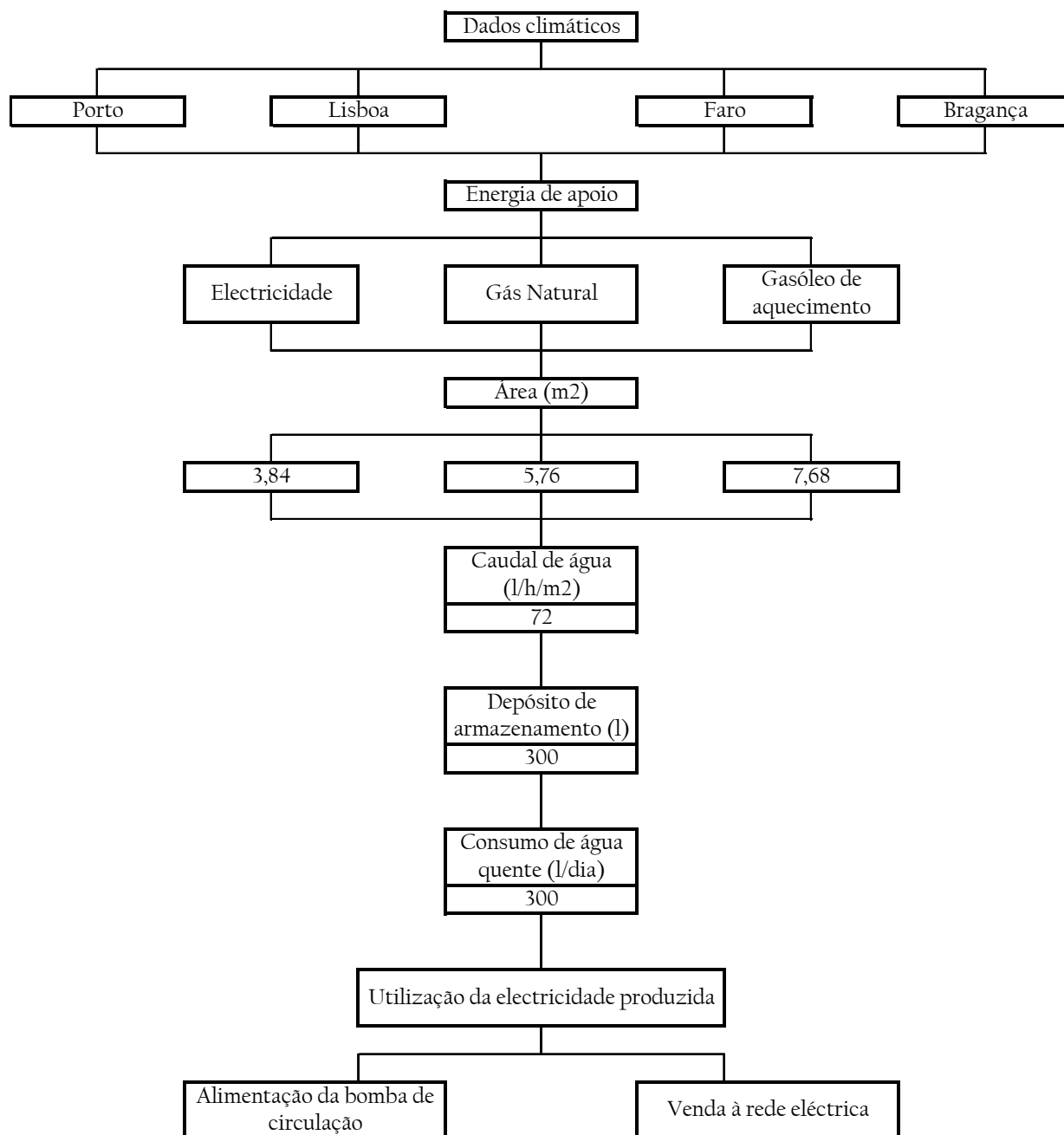


Fig. 51 – Dados considerados para o caso de estudo de uma habitação



## 4.1.2 Descrição do sistema aplicado numa escala maior

### 4.1.2.1 Sistema térmico

Neste caso assumiu-se que o sistema de CSHs seria instalado num hotel, com um consumo diário de água quente sanitária de 3000l/dia e o depósito de armazenamento teria uma capacidade de 3000l. A representação do sistema, para este caso, é em tudo semelhante ao descrito nos pontos anteriores no caso da habitação. De forma análoga ao caso anterior o caudal de circulação da bomba foi de 72 l/h/m<sup>2</sup> e o perfil de temperaturas de entrada no depósito, bem como a temperatura de abastecimento da carga são iguais aos da habitação. Na figura 50 encontra-se representado o esquema da instalação para esta situação. Foram ainda estimadas três possíveis áreas para a instalação dos CSHs de aproximadamente: 52 m<sup>2</sup>, 60 m<sup>2</sup> e 100 m<sup>2</sup>.

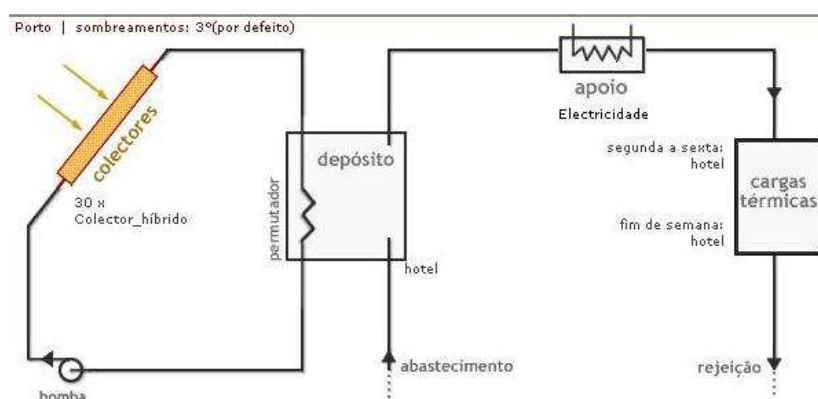


Fig. 52 – Esquema representativo do circuito térmico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de 57,6 m<sup>2</sup> e com apoio eléctrico

A optimização do sistema, tal como no caso anterior, foi feita dando prioridade à produção de energia térmica em relação à eléctrica.

O perfil de consumo de água quente para o hotel foi considerado constante, ao longo do ano e do dia, e encontra-se representado na figura 53, o referente ao mês de Janeiro, num sistema com aproximadamente 60 m<sup>2</sup> de área de CSH, instalado no Porto.



Fig. 53 – Perfil do consumo térmico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de 57,6 m<sup>2</sup> e com apoio eléctrico

#### 4.1.2.2 Sistema Eléctrico

A electricidade gerada pelo CSH foi considerada como prioritária a sua venda à rede eléctrica à tarifa actual (DL n.º 363/2007). A remanescente foi

utilizada para alimentar o apoio térmico e se ainda se verificasse algum excedente este seria aproveitado para consumo interno no hotel. O apoio térmico variou entre electricidade, gás natural e gasóleo de aquecimento. Na figura que se segue encontra-se o esquema representativo do sistema FV para o caso do estudo do hotel.

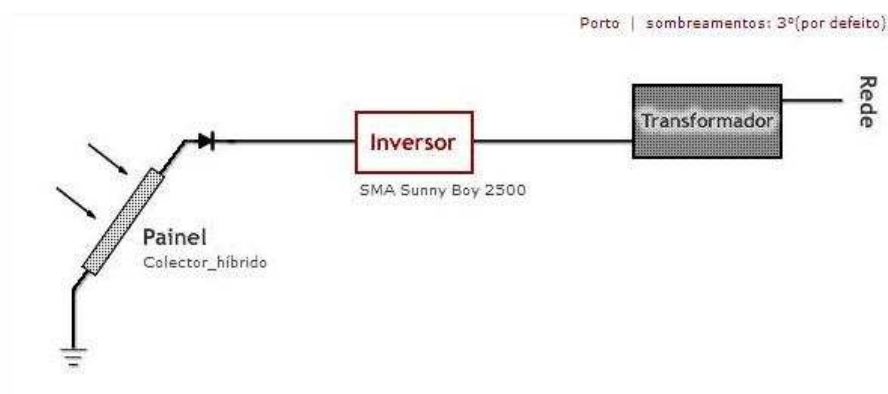


Fig. 54 – Esquema representativo do circuito eléctrico, para um sistema aplicado a um hotel situado no Porto, com uma área de CSH de 57,6 m<sup>2</sup>

A figura 55 representa o resumo dos dados considerados, para a simulação em SolTerm, no caso de estudo de um hotel.

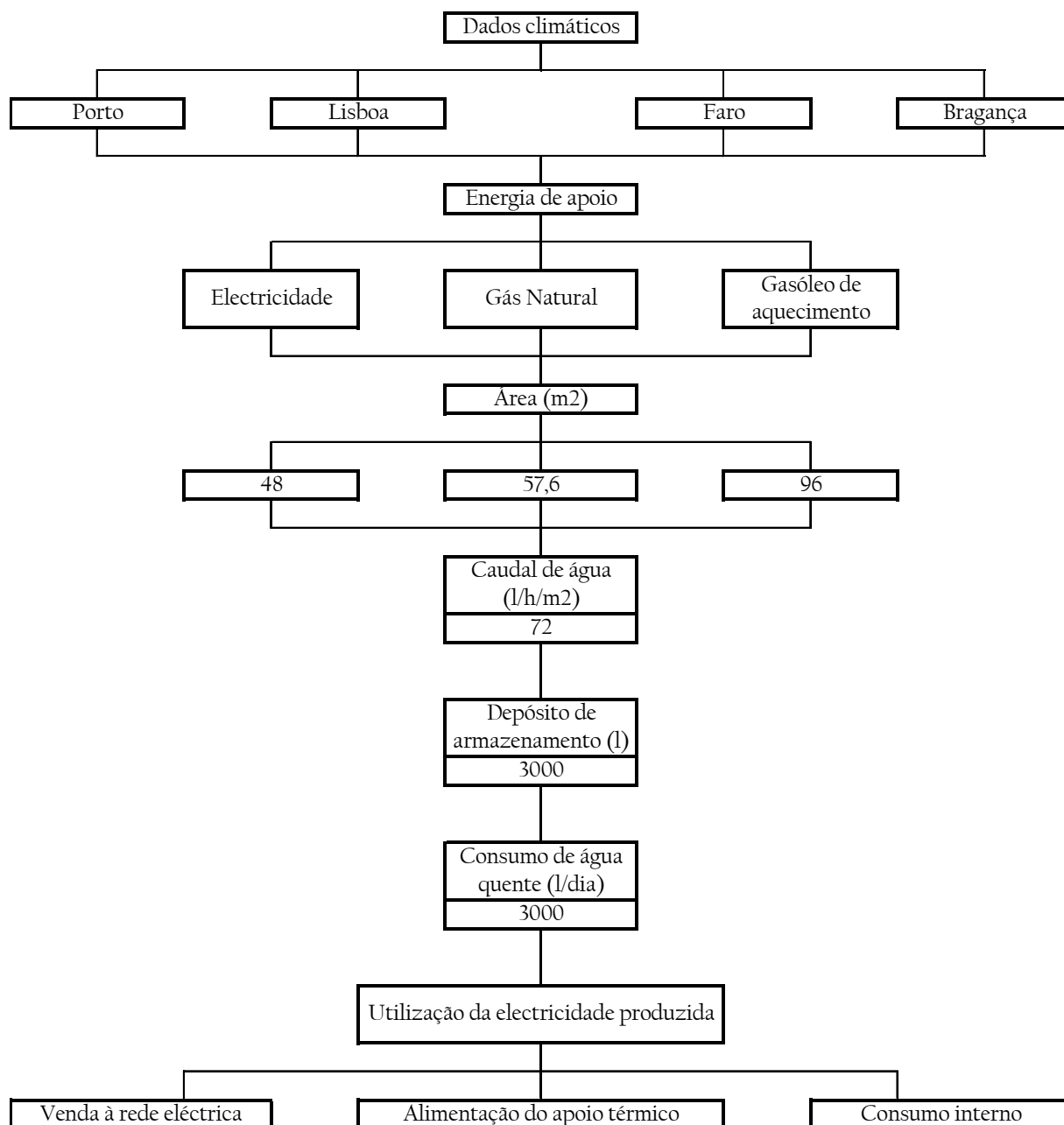


Fig. 55 – Dados considerados para o caso do hotel

### 4.1.3 Determinação dos Parâmetros necessários no estudo

No capítulo 3 foi descrita a modelação do CSH aplicada a modelos distintos. Desses modelos foram seleccionadas dois que serão aplicados, neste capítulo, a casos de estudo. De forma a aplicar o modelo do capítulo anterior é necessário determinar os parâmetros, térmicos e eléctricos, característicos do CSH a fim de haver concordância entre o modelo estudado, recorrendo ao programa EES, e a simulação levada a cabo em SolTerm.

#### 4.1.3.1 Parâmetros térmicos

Os parâmetros térmicos foram identificados no ponto 2.2.1 e, para cada um dos modelos Mono e FCCT, calculados recorrendo à análise gráfica do capítulo anterior.

Encontram-se representados na tabela 11 os parâmetros necessários para a simulação térmica em SolTerm.

Tabela 11 – Parâmetros térmicos característicos do modelo Mono e FCCT

Parâmetros Térmicos	Mono	FCCT
$\eta_o$	0,665	0,681
$a_1$ (W/m <sup>2</sup> /K)	2,782	2,944
$a_2$ (W/m <sup>2</sup> /K <sup>2</sup> )	0	0
K (50°)	0,94	0,94
$A_{CSH}$ (m <sup>2</sup> )	1,92	1,92

#### 4.1.3.2 Parâmetros eléctricos

Neste caso houve uma certa dificuldade em obter certos parâmetros característicos das células FV pelo que foi necessário, em situações pontuais, recorrer ao cálculo das características eléctricas dos módulos FV. Foram identificadas algumas no ponto 2.2.2 e, para cada um dos modelos Mono e FCCT, foram determinadas de acordo com os dados fornecidos pelos fabricantes referidos na tabela 5 e os resultados dos cálculos obtidos do capítulo anterior.

Um dos parâmetros necessários para a simulação em SolTerm é a resistência em série da célula FV,  $R_s$ , que pode ser determinado recorrendo à expressão característica de uma célula FV (4.1).

$$I = I_L - I_D = I_L - I_o \left( e^{\frac{V}{mV_t}} - 1 \right) = I_L - I_o \left( e^{\frac{V + R_s I}{mV_t}} - 1 \right) - \frac{V + R_s I}{R_p} \quad (4.1)$$

Onde  $I_L$  é a corrente do diodo,  $I_D$  a corrente do diodo directamente polarizado,  $I_o$  a corrente inversa de saturação do diodo,  $m$  o factor de idealidade que varia entre 1 e 2 ( $m_{ideal} = 1$ ),  $R_p$  a resistência em paralelo da célula FV e  $V_t$  a tensão térmica da célula FV que normalmente é considerada constante assumindo o valor de  $V_t = 25,7$  mV ( $T_f = 25$  °C), mas pode também ser determinada através da expressão:

$$V_t = \frac{\sigma T_f}{q_e} \quad (4.2)$$

$q_e$  é a carga do electrão, expressa em C (Coulomb) e  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzman.

Para obter a equação característica da célula FV simplificada parte-se de certos pressupostos, nomeadamente:

- 1º Assumindo a  $R_p$  como sendo muito grande;
- 2º  $I_D$  é muito pequena e  $I_L \approx I_{CC}$ ;
- 3º Em circuito aberto  $I = 0$  e

$$I_o = I_{CC} e^{\frac{V_{CA}}{V_t}} \quad (4.3)$$

A equação da célula FV simplificada passa a ser representada por (Cláudio Monteiro, 2005):

$$I = I_{CC} \left( 1 - e^{\frac{V - V_{CA} + R_s I}{m V_t}} \right) \quad (4.4)$$

A expressão que relaciona o NOCT (Nominal Operation Cell Temperature) determinado para as condições ambientais de  $T_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $I_{glob} = 800 \text{ W/m}^2$  e  $u = 1 \text{ m/s}$ ) encontra-se representada a seguir.

$$T_f = T_{amb} + I_{glob} \frac{NOCT - 20}{800} \quad (4.5)$$

Para determinar o rendimento da célula FV às condições de operação definidas pelo fabricante recorreu-se à expressão:

$$\eta_{ref} = \frac{P_{m\acute{a}x}}{I_{glob} A_f} \quad (4.6)$$

Encontram-se representados na tabela 12 os parâmetros necessários para a simulação eléctrica em SolTerm.

Tabela 12 – Parâmetros eléctricos característicos do modelo Mono e FCCT

Parâmetros Térmicos	Mono	FCCT
Tipo de célula	Si monocristalino	Si amorfo flexível
$A_{\text{módulo FV}} \text{ (m}^2\text{)}^{22}$	0,28	0,12
NOCT ( $^{\circ}\text{C}$ )	34	34
$\mu_{I_{CC}} \text{ (A}/^{\circ}\text{C})$	0,01302	0,00013
$\mu_{V_{CA}} \text{ (V}/^{\circ}\text{C})$	-0,0023	-0,0022
$V_n \text{ (V)}$	12	12
$V_{\text{máx}} \text{ (V)}$	10,08	48,00
$I_{\text{máx}} \text{ (A)}$	4,35	0,10
$V_{CA} \text{ (V)}$	12,60	65,6
$I_{CC} \text{ (A)}$	4,65	0,12
$R_p^{23} \text{ (}\Omega\text{)}$	250	1150
$R_s \text{ (}\Omega\text{)}$	0,20	25,10
$N_{fs}$	21	16
Factor de idealidade da curva I-V	1,1	1,0

O CSH foi considerado constituído por vários módulos FV com 21 células em série, por módulo, no caso do modelo Mono e 16 células em série no modelo FCCT. Desta forma o modelo Mono seria constituído por 6 módulos, que ocupavam uma área de 0,28 m<sup>2</sup> cada, com 21 células em série e o modelo FCCT continha 16 módulos FV, que compreendiam uma área de 0,12 m<sup>2</sup> cada, de 16 células em série cada.

<sup>22</sup> As áreas dos módulos FV foram assumidas tendo em conta a tensão máxima, derivada da associação em série das células FV, aconselhada pelos fabricantes das mesmas. No entanto, no caso do modelo Mono, teve-se também em conta a melhor configuração possível relativamente à associação das células FV no CSH

<sup>23</sup> Os valores de  $R_p$  foram retiradas do programa PVSYS 4.21 (O PVSYS V4.2 trata-se de um software que se centra no estudo, dimensionamento e análise de sistemas FV)



#### 4.1.4 Contribuição solar e energia produzida para o sistema com CSH

Para a simulação de um sistema de CSHs é necessário conhecer o perfil de consumos (carga) térmico e eléctrico, referido anteriormente nos pontos 4.1.1 e 4.1.2, referente a cada um dos casos em estudo bem como as condições meteorológicas do local em estudo<sup>24</sup>. É então importante conhecer a contribuição solar e a energia produzida via solar.

A contribuição solar é determinada como sendo a razão entre a energia produzida via solar sobre a carga total do sistema de CSH, para as necessidades totais de consumo, designando-se por fracção solar,  $f$ , e determina-se recorrendo à expressão:

$$f = \frac{E_T}{\text{Carga}} \quad ^{25}(4.7)$$

##### 4.1.4.1 Estudo dos casos de estudo

O estudo foi realizado para os dois casos referidos anteriormente comportando um sistema de CSH e, para cada uma das situações Mono e FCCT, foi comparado com um sistema composto por colectores e painéis FV convencionais. O critério de escolha dos colectores e painéis separados recaiu em:

- Colectores solares térmicos convencionais com características

---

<sup>24</sup> Contidas na base de dados do SolTerm

<sup>25</sup> Neste estudo  $f$  é uma fracção solar média anual pois é determinada tendo em conta o valor anual de energia solar térmica produzida

térmicas semelhantes às do CSH. De todos os modelos analisados, na base de dados do SolTerm, determinou-se que o que teria as características mais semelhantes seria o modelo MADE 5000 ST;

- Painéis FV convencionais com características eléctricas semelhantes às do CSH. Dos contidos no SolTerm o que apresentava maior similaridade era no caso das células flexíveis o modelo kaneka LSU<sup>26</sup> e no caso das células monocristalinas o modelo Isofoton I-165. Neste caso o critério de escolha também recaiu na potência máxima produzida pelo painel, fornecida pelo fabricante, que teria que ser semelhante à potência máxima produzida pelo CSH.

Os quatro casos em estudo foram designados, de forma a simplificar a apresentação dos resultados neste trabalho, por:

- CSH FF → Modelo híbrido com células flexíveis FCCT
- CSH FM → Modelo híbrido com células monocristalinas Mono
- CP FF → Modelo convencional (colector solar + painel FV) com células flexíveis semelhantes às do modelo FCCT
- CP FM → Modelo convencional (colector solar + painel FV) com células monocristalinas semelhantes às do modelo Mono

---

<sup>26</sup> Como houve uma certa dificuldade em encontrar painéis FV convencionais com o mesmo tipo de células, no caso concreto das células flexíveis, foi escolhido um modelo cujas células tivessem a mesma constituição química. Nos dois casos os módulos escolhidos teriam que ter características semelhantes às apresentadas na tabela 12

Os resultados foram calculados para as áreas reais dos sistemas. No caso dos sistemas convencionais os resultados do estudo são apresentados considerando a área total do sistema colector solar + painel FV. Nas tabelas 13 e 14 estão representados os resultados referentes aos estudos dos casos considerados para fracção solar, inclinação dos colectores, energia térmica produzida e energia FV produzida. Os gráficos 56 e 57 são a representação dos valores expostos nas tabelas referidas, onde pode ver-se a variação da fracção solar e da energia produzida em função da área de captação e da localização da instalação.

Tabela 13 – Fracção solar, inclinação dos colectores, energia térmica produzida e energia FV produzida para o caso da habitação

		Habitação																								
		CSH																								
		FF												FM												
		Porto			Lisboa			Faro			Bragança			Porto			Lisboa			Faro			Bragança			
A	(m <sup>2</sup> )	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	
f	(%)	48	64	74	55	72	82	58	75	85	58	75	85	44	63	73	54	72	82	54	75	84	50	66	76	
θ <sub>Incl</sub>	(°)	36	39	43	34	40	44	32	39	45	32	39	45	36	39	43	34	40	44	32	39	45	37	40	47	
E <sub>T</sub>	(kwh/ano)	2608	3488	4031	3020	3960	4488	3159	4125	4632	3159	4125	4632	2574	3463	4017	2980	3933	4474	3117	4098	4620	2743	3636	4157	
E <sub>FV</sub>	(kwh/ano)	118	176	233	146	213	286	155	230	298	155	230	298	719	1075	1423	820	1221	1611	854	1271	1665	761	1138	1491	
		CP																								
		FF												FM												
		Porto			Lisboa			Faro			Bragança			Porto			Lisboa			Faro			Bragança			
		A	(m <sup>2</sup> )	6.75	9.7	12.65	6.75	9.7	12.65	6.75	9.7	12.65	6.75	9.7	12.65	9.28	11.38	16.02	9.28	11.38	16.02	9.28	11.38	16.02	9.28	11.38
f	(%)	51	68	76	59	75	84	58	78	85	55	70	77	51	68	76	59	75	84	58	78	85	55	70	78	
θ <sub>Incl</sub>	(°)	36	39	46	37	40	47	32	42	45	37	43	40	36	39	46	37	40	47	32	42	45	37	43	47	
E <sub>T</sub>	(kwh/ano)	2790	3652	4154	3224	4123	4598	3157	4289	4632	3033	3816	4272	2790	3652	4154	3224	4123	4598	3157	4289	4632	3033	3816	4272	
E <sub>FV</sub>	(kwh/ano)	199	264	325	229	304	372	239	315	389	213	282	348	856	854	1262	950	946	1393	982	970	1442	899	892	1325	

Tabela 14 – Fracção solar, inclinação dos colectores, energia térmica produzida e energia FV produzida para o caso do hotel

Hotel																								
CSH																								
FF													FM											
Porto			Lisboa			Faro			Bragança				Porto			Lisboa			Faro			Bragança		
A (m <sup>2</sup> )	48	58	96	48	58	96	48	58	96	48	58	96	48	58	96	48	58	96	48	58	96	48	58	96
f (%)	61	68	82	70	76	89	73	79	91	64	71	84	60	67	82	69	76	89	72	79	91	64	70	84
θ <sub>Incl</sub> (°)	39	43	49	40	44	47	39	42	49	40	43	50	39	39	49	37	44	47	39	42	49	40	43	50
E <sub>T</sub> (kwh/ano)	33290	37098	45071	38103	41908	48945	39794	43563	49985	35139	38802	45802	33001	36881	45029	37804	41683	48919	39478	43344	49971	34868	38608	45792
E <sub>FV</sub> (kwh/ano)	1471	1745	2816	1805	2131	3491	1917	2274	3622	1646	1959	3146	8962	10754	17431	10221	12080	19915	10592	12614	20438	9482	11313	18417
CP																								
FF													FM											
Porto			Lisboa			Faro			Bragança				Porto			Lisboa			Faro			Bragança		
A (m <sup>2</sup> )	76	91	152	76	91	152	76	91	152	76	91	152	99	118	198	99	118	198	99	118	198	99	118	198
f (%)	61	67	82	70	76	89	73	79	91	64	70	83	61	67	82	70	76	89	73	79	91	64	70	83
θ <sub>Incl</sub> (°)	39	39	49	40	44	47	39	42	49	40	43	50	37	39	49	40	44	47	37	42	49	40	43	50
E <sub>T</sub> (kwh/ano)	33503	36792	44994	38323	41591	48869	40037	43276	49911	35327	38471	45693	33503	36792	44994	38323	41591	48869	40037	43276	49911	35327	38471	45693
E <sub>FV</sub> (kwh/ano)	2115	2644	4174	2432	2933	4834	2537	3068	5042	2336	2746	4469	8540	10248	16656	9462	11251	18572	9766	11639	18915	8967	10707	17481

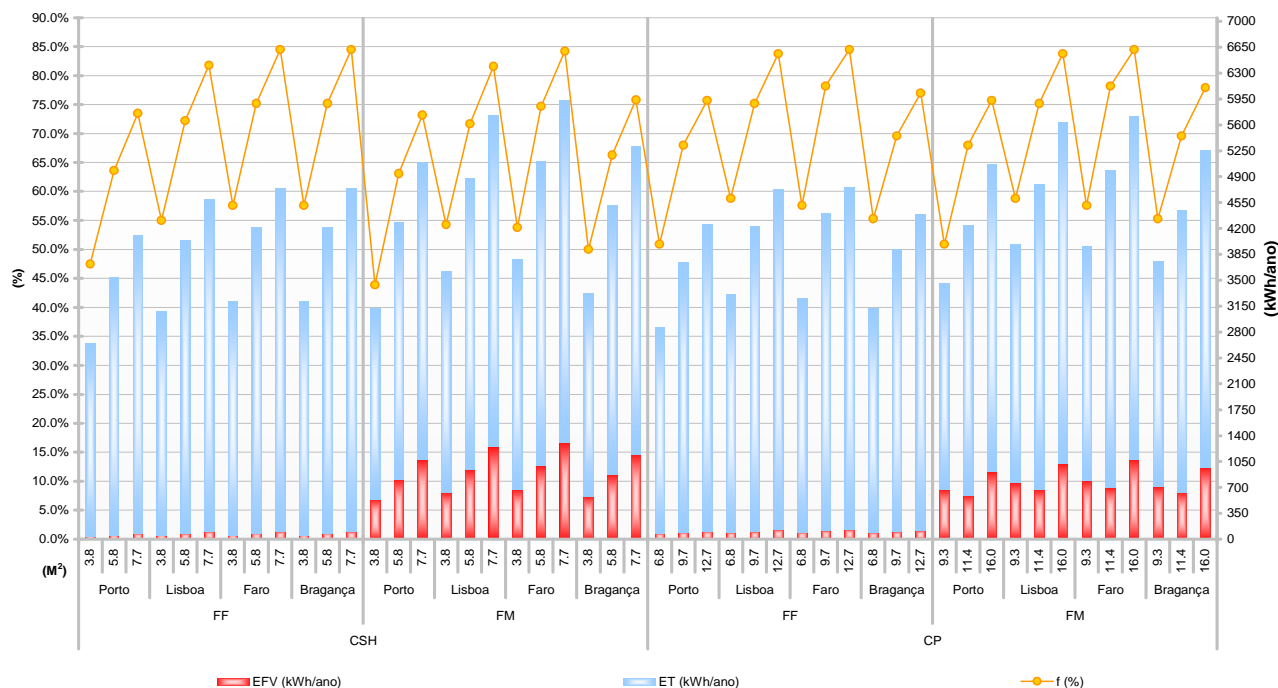


Fig. 56 – Fracção solar e Energia produzida em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação

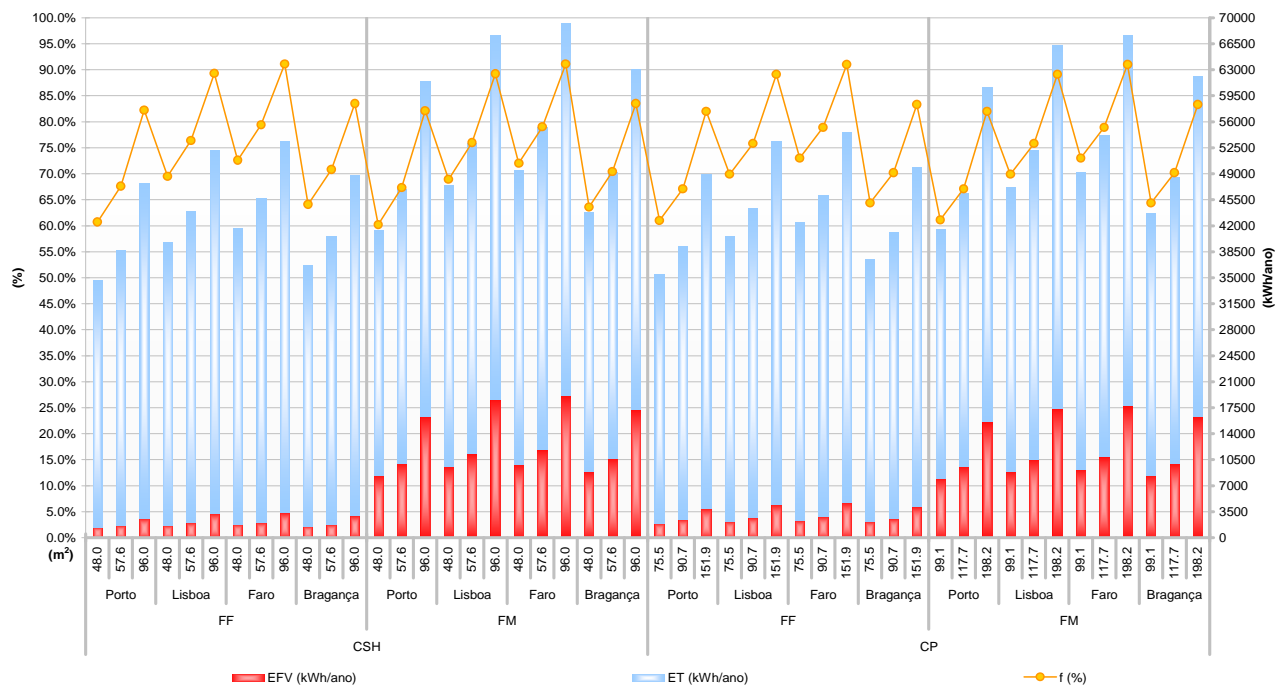


Fig. 57 – Fracção solar e Energia produzida em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

Assumindo o caso do Porto, dos estudos realizados, pode verificar-se que para a habitação o sistema híbrido, apesar de produzir ligeiramente menos energia térmica, ocupa uma área  $\approx 1,7$  vezes menor nos CSH FF e  $\approx 2$  vezes menor nos CSH FM quando comparado com o sistema convencional (CP). A energia eléctrica produzida com o modelo CSH FM é 10 a 13 vezes superior à produzida pelo sistema CSH FF. Enquanto que no sistema convencional essa diferença é traduzida de 6 a 8 vezes superior.

Na situação estudada para o hotel foram apurados os valores de  $\approx 1,5$  vezes menor no CSH FF e  $\approx 2$  vezes menor no CSH FM, quando comparado com o sistema convencional, semelhante ao referido anteriormente. A energia eléctrica produzida com o sistema CSH FM é de 5,5 a 6 vezes superior à produzida pelo sistema CSH FF. Enquanto que no sistema convencional essa diferença é traduzida de  $\approx 3$  vezes superior.

Para os dois casos, habitação e hotel, comparando com um sistema convencional CP um sistema híbrido produz cerca de mais 1,6 vezes energia térmica e 1,2 vezes energia eléctrica no caso do sistema FF e cerca de mais 2 vezes energia térmica e 2,2 vezes energia eléctrica utilizando o sistema FM.

As diferenças verificadas no aumento de energia eléctrica estão relacionadas, além das inclinações dos colectores uma vez que foram orientados segundo uma maior produção térmica, com o facto do sistema híbrido ser composto por um sistema de extracção de calor que influi directamente na eficiência da célula FV, diminuindo a temperatura de funcionamento da mesma, aumentando a energia produzida via FV.

Outra ilação que é passível de ser retirada da análise dos gráficos depreende-se com o facto de quanto mais a sul for instalado o sistema de CSH maior será a

produção de energia (térmica e eléctrica). Salvaguarda-se, no entanto, a situação de Bragança e Porto para a qual tal não se verifica sendo a produção de energia no Porto inferior à de Bragança.

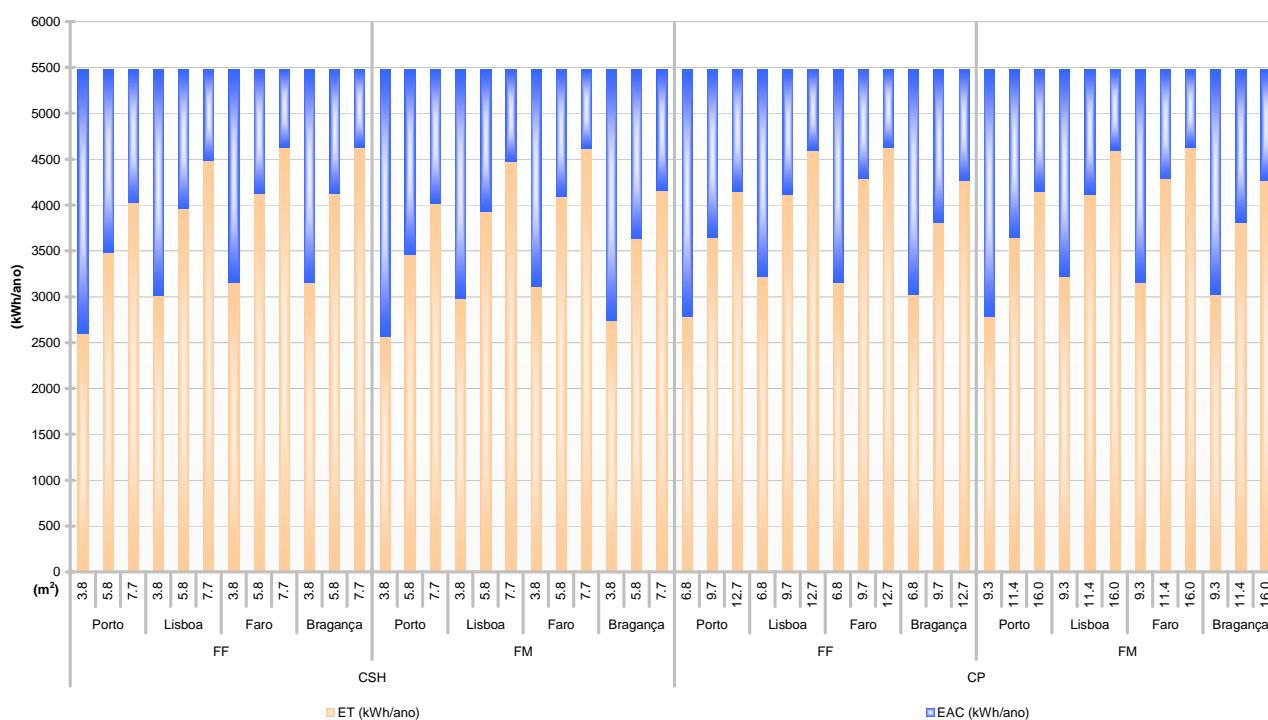


Fig. 58 – Energia térmica produzida e energia de apoio convencional necessária para satisfazer uma carga térmica de 5484 kWh/ano em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação



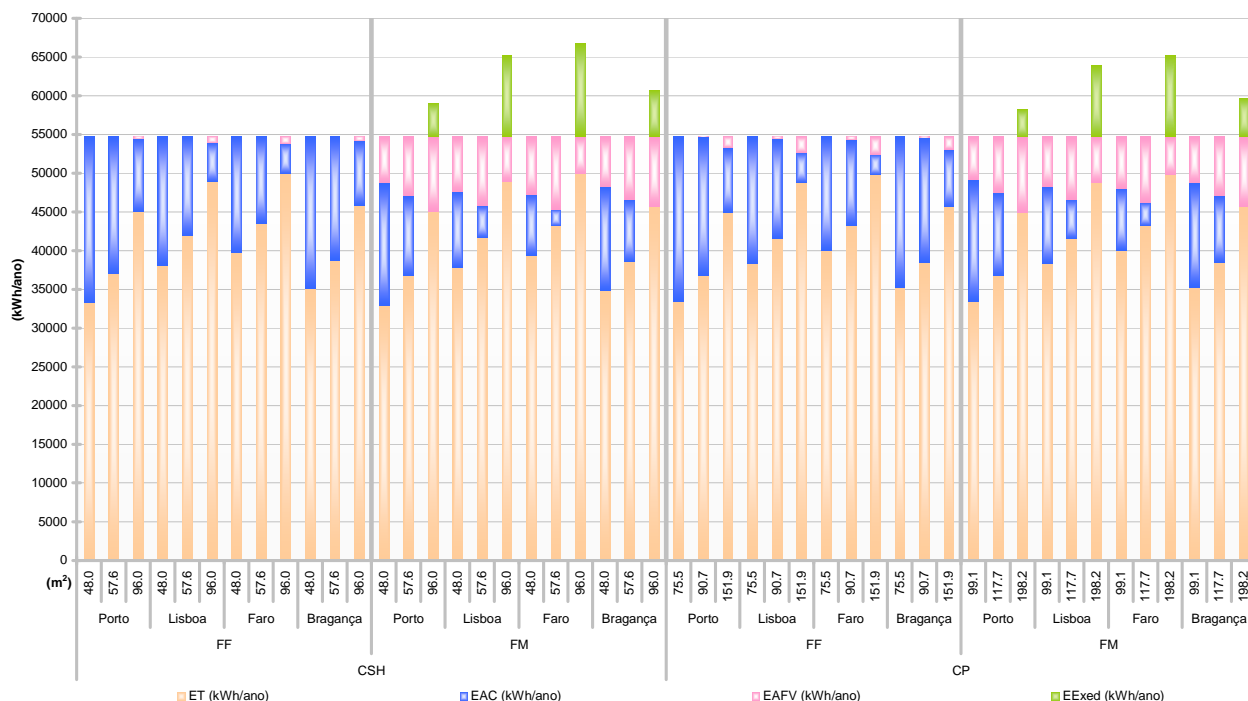


Fig. 59 – Energia térmica, energia de apoio térmico convencional, energia de apoio térmico de origem FV e energia excedente, para satisfazer a carga térmica de 54840 kWh/ano, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

Os gráficos 58 e 59 ilustram o abastecimento da carga térmica nas duas situações: habitação e hotel. O apoio térmico convencional varia entre electricidade, gás natural e gasóleo de aquecimento. As diferenças são praticamente imperceptíveis, no caso da habitação, havendo ligeiras diferenças quando comparado com os sistemas convencionais, onde a energia produzida pelos colectores é ligeiramente superior, necessitando de uma menor quantidade de energia de apoio.

Já no caso do hotel a carga térmica pode ser abastecida pelo colector, pelo

apoio convencional, pela energia eléctrica FV e, nos colectores FM, pode verificar-se um excesso de energia que será utilizado para consumo interno no hotel, não sendo necessário o apoio convencional. Também é notório que para os colectores FF a expressão do abastecimento da carga via energia FV é diminuto comparando com os FM devido à eficiência das células do segundo serem de alto rendimento.

## 4.2 Estudo económico

Nos pontos anteriores foi avaliada a produção de energia de um sistema de CSH tendo como fonte de energia primária o sol. É então necessário estimar o melhor ajuste económico entre a dimensão dos sistemas solares e as necessidades a satisfazer. O estudo é realizado dando sempre prioridade à energia produzida via solar e considerando que o apoio convencional apenas funciona como último recurso (M. João Carvalho, 1998).

É relevante conhecer as poupanças que irá obter-se com um sistema solar quando comparado com um sistema convencional, de forma a avaliar a viabilidade do mesmo, num determinado ciclo de vida de  $N$  anos.

A diferença entre os custos do ciclo de vida de um sistema convencional,  $CCV_C$ , e os custos do ciclo de vida de um sistema de CSH,  $CCV_{CSH}$ , caracterizam-se como as poupanças do ciclo de vida do sistema, PCV, (Jorge Facão, 2005) expressas na expressão seguinte.

$$PCV = CCV_C - CCV_{CSH} \quad (4.8)$$

O ciclo de vida de um sistema exprime o tempo, em N anos, em que previsivelmente este encontrar-se-á operacional.

## 4.2.1 Custo do ciclo de vida

Os custos do ciclo de vida para o sistema convencional e para o sistema híbrido são dependentes do tipo de energia utilizada no apoio energético. Foram considerados, para efeitos de estudo, três tipos de apoio diferentes: electricidade, gás natural e gasóleo de aquecimento. Em cada caso foi comparado o custo do ciclo de vida entre o sistema convencional, alimentado por cada um dos tipos de energia referidos, e o sistema com CSH.

### 4.2.1.1 Habitação

Para o caso do estudo de uma unidade de habitação o custo do ciclo de vida de um sistema convencional é determinado considerando que no período N a carga é alimentada, na sua totalidade, pelos tipos de energia referidos anteriormente.

$$CCV_C = \text{Carga térmica} \times p_{\text{Ele}} \times \underbrace{\frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right]}_{\text{FCCE}} \quad (4.9)$$

$p_{\text{Ele}}$  é o custo da energia convencional, FCCE é o factor de correcção do custo de

energia tendo em conta a sua variação ao longo do tempo de vida do sistema,  $J^{27}$  é a taxa de juro,  $\text{inf}$  a inflação e  $N$  são anos de tempo de vida.

$$FCCE = \sum_{n=1}^N \frac{(1+\text{inf})^{n-1}}{(1+J)^n} = \begin{cases} \frac{1}{J-\text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1+\text{inf}}{1+J} \right)^N \right] & \text{se } \text{inf} \neq J \\ \frac{N}{(1+\text{inf})} & \text{se } \text{inf} = J \end{cases} \quad (4.10)^{28}$$

No caso do sistema híbrido o custo de vida do sistema pode ser determinado por:

$$CCV_{\text{CSH-Hab}} = CTS_{\text{Hab}} + (E_{\text{AC}} \times p_{\text{Ele}} - E_{\text{FVV}} \times p_{\text{EleV}}) \times \frac{1}{J-\text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1+\text{inf}}{1+J} \right)^N \right] \quad (4.11)$$

$CTS$  é o custo de investimento total do sistema,  $E_{\text{AC}}$  a energia do apoio convencional (apoio térmico + apoio FV),  $p_{\text{EleV}}$  é o valor da tarifa de venda à rede de energia eléctrica FV e  $E_{\text{FVV}}$  é a energia FV vendida à rede eléctrica.

Pode então reescrever-se as poupanças do ciclo de vida para um sistema de CSH como:

$$PCV_{\text{Hab}} = \text{Carga térmica} \times p_{\text{Ele}} \times \frac{1}{J-\text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1+\text{inf}}{1+J} \right)^N \right] - \left\{ CTS_{\text{Hab}} + (E_{\text{AC}} \times p_{\text{Ele}} - E_{\text{FVV}} \times p_{\text{EleV}}) \times \frac{1}{J-\text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1+\text{inf}}{1+J} \right)^N \right] \right\} \quad (4.12)$$

<sup>27</sup> Assumido  $J = 2,2 \%$

<sup>28</sup> Fonte: Duffie e Beckman, 1991

#### 4.2.1.2 Hotel

A determinação dos custos de ciclo de vida para o caso do hotel é em tudo semelhante ao descrito no ponto anterior havendo algumas variações no  $CCV_{CSH}$ , nomeadamente:

$$CCV_{CSH-Hot} = CTS_{Hot} + [(E_{AC} - E_{Exced}) \times p_{Ele} - E_{FVV} \times P_{EleV}] \times \frac{1}{J - inf} \left[ 1 - \left( \frac{1 + inf}{1 + J} \right)^N \right] \quad (4.13)$$

$E_{Exced}$  contabiliza a energia excedente utilizada para consumo interno do hotel uma vez que existe um limite máximo de venda de electricidade, produzida via solar, de 2,4 MWh/ano (DL 363/2007). A energia produzida em excesso é utilizada prioritariamente para abastecer o apoio térmico e se ainda existir alguma remanescente ( $E_{Exced}$ ) é utilizada para consumo interno.

As poupanças neste caso serão dadas pela expressão 4.14.

$$PCV_{Hot} = \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - inf} \left[ 1 - \left( \frac{1 + inf}{1 + J} \right)^N \right] - \{ CTS_{Hot} + [(E_{AC} - E_{Exced}) \times p_{Ele} - E_{FVV} \times P_{EleV}] \times \frac{1}{J - inf} \left[ 1 - \left( \frac{1 + inf}{1 + J} \right)^N \right] \} \quad (4.14)$$

Na situação em que o apoio térmico é alimentado na sua totalidade pela energia produzida de origem FV,  $E_{FV}$ , a parcela  $E_{AC}$  não é contabilizada. Desta forma:

$$PCV_{Hot} = \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - inf} \left[ 1 - \left( \frac{1 + inf}{1 + J} \right)^N \right] - \{ CTS_{Hot} - (E_{FVV} \times p_{EleV} + E_{Exced} \times p_{Ele}) \times \frac{1}{J - inf} \left[ 1 - \left( \frac{1 + inf}{1 + J} \right)^N \right] \} \quad (4.15)$$

As poupanças do ciclo de vida encontram-se representadas nos gráficos 60 e 61, para a instalação dos sistemas estudados numa habitação ou num hotel, considerando um tempo de vida útil dos sistemas de 20 anos.

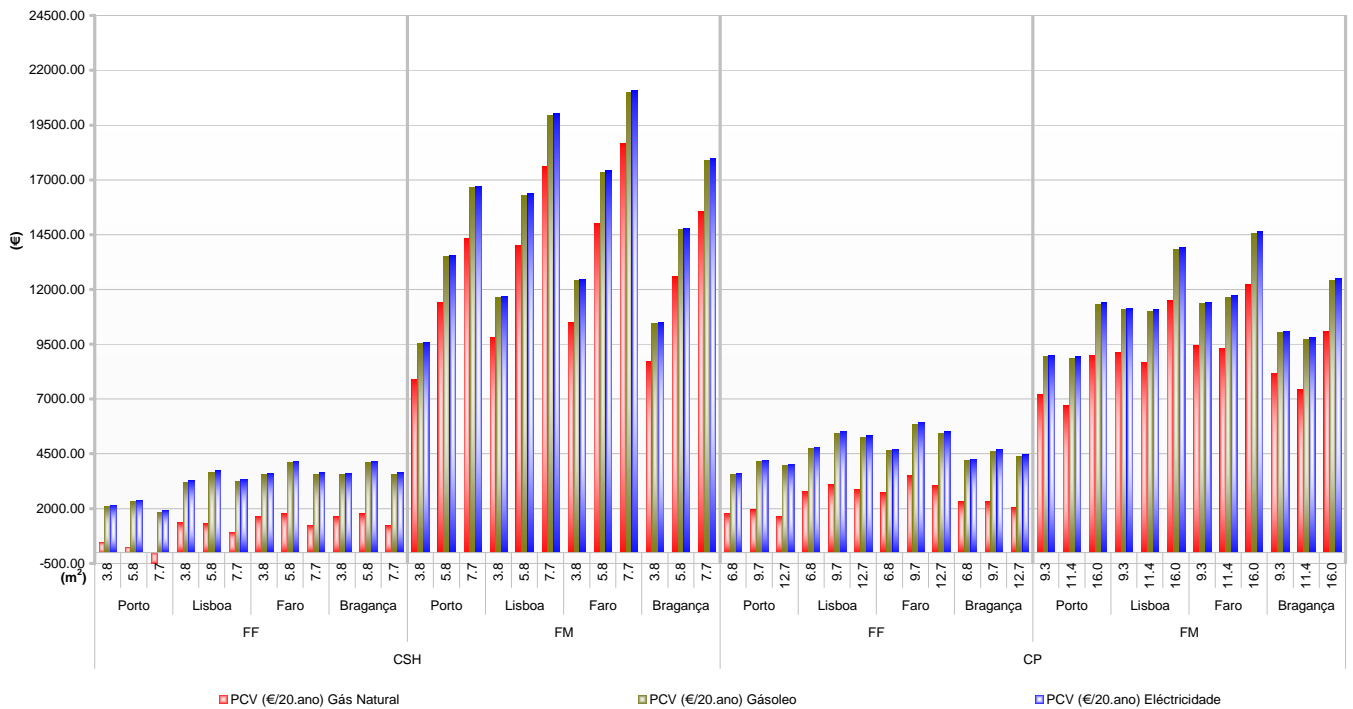


Fig. 60 – Poupanças do ciclo de vida, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação

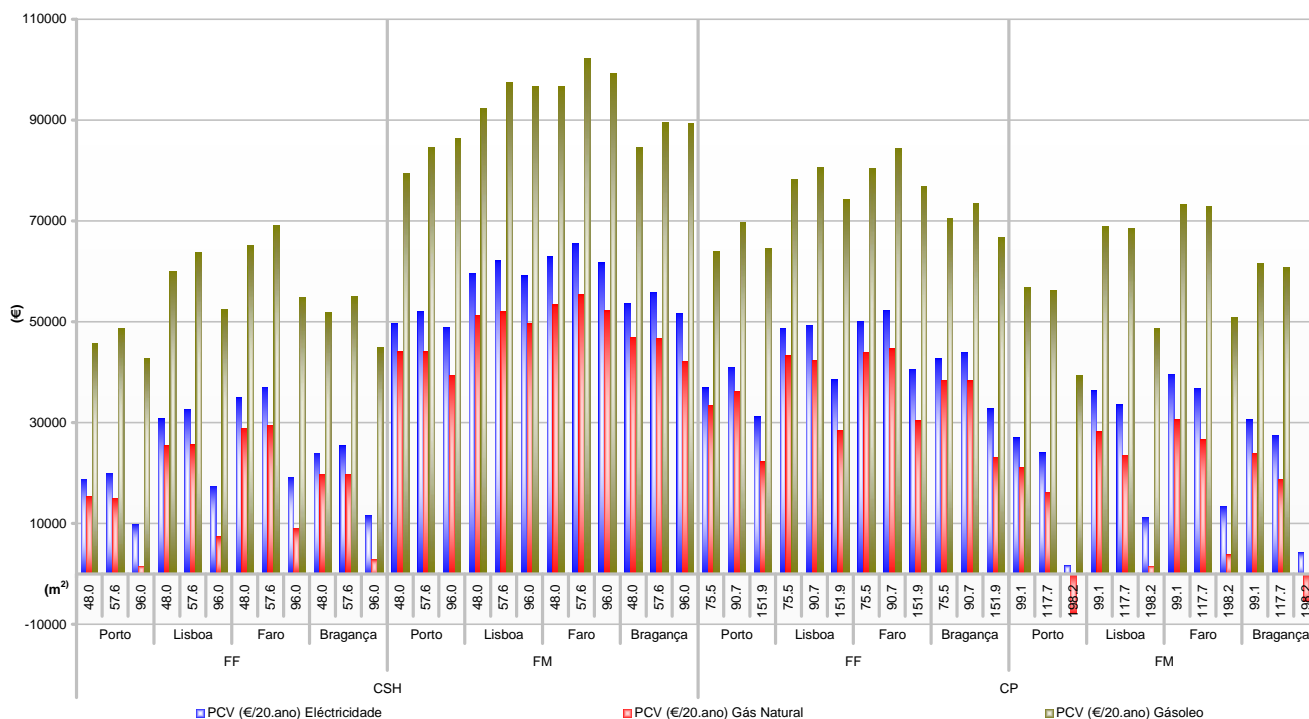


Fig. 61 – Poupanças do ciclo de vida, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

Da análise dos gráficos 60 e 61 conclui-se que o melhor sistema será o CSH FM no qual as poupanças são bastante significativas quando comparadas com os restantes sistemas, chegando a atingir uma diferença de mais 82% de PCV, no caso de 7,68 m<sup>2</sup> de colectores instalados em Faro comparando com um sistema CSH FF. Verifica-se ainda que as poupanças obtidas são maiores num sistema onde o apoio é alimentado a gásóleo, devido a este tipo de energia ser mais caro que os restantes tipos de energia convencional, no caso do hotel, havendo um maior retorno do investimento efectuado.

Na habitação as poupanças obtidas com a utilização de gás natural são as mais baixas devido a este tipo de energia convencional ser mais barato que os restantes. As diferenças nas PCV entre a habitação e o hotel dizem respeito ao facto

de, no caso do hotel, a electricidade ser considerada a uma tarifa de compra inferior (baixa tensão especial – longas utilizações). Desta forma as PCV da electricidade aproximam-se mais das do gás natural do que do gasóleo. Em qualquer uma das situações verifica-se que substituindo um sistema convencional, alimentado a gasóleo, por um sistema híbrido é sempre uma boa opção.

O sistema com CP FM não toma expressão significativa na instalação no hotel, quando comparado com a habitação, pois o investimento inicial é bastante elevado.

O CSH FF apresenta as poupanças mais baixas ao longo do ciclo de vida devido a ser construído com células de baixo rendimento, não havendo grande retorno do investimento com a venda da electricidade à rede, comparando com os sistemas FM. Este facto pode ser confirmado nas figuras 53 e 54 onde a energia FV produzida, neste caso concreto, é das mais baixas.

As poupanças variam de acordo com a área instalada e a localização do sistema. Regra geral aumentam à medida que o sistema é instalado mais a sul, ou seja, à medida que a latitude diminui. À medida que a área aumenta, no caso da habitação, as PCV aumentam nas situações FM salvo algumas excepções, em Lisboa e Bragança, no sistema CP. Em relação aos sistemas FF as PCV aumentam até à área intermédia diminuindo a partir desta, excepto quando o apoio é a gás natural onde estas, em alguns casos, diminuem com o aumento de área.

No caso do hotel a variação das situações FF é similar à da habitação havendo um decréscimo acentuado nas PCV para as áreas maiores. No entanto os sistemas FM sofrem algumas oscilações especialmente quando o apoio é



alimentado a electricidade ou a gás natural onde, para o CSH FM, as PCV têm um comportamento semelhante ao dos sistemas FF e para o CP FM diminuem com o aumento da área em alguns casos.

## 4.2.2 Custos dos vários tipos de energia

Para os cálculos efectuados, nos pontos anteriores, foi necessário utilizar tarifas de energia reais de forma a obter um estudo o mais realista possível.

### 4.2.2.1 *Electricidade*

No estudo da habitação considerou-se a tarifa de electricidade como sendo de baixa tensão normal, enquanto que no caso do hotel a tarifa considerada foi a de baixa tensão especial – longas utilizações. Como a tarifa do último caso referido varia consoante a hora de funcionamento e o consumo foi considerado constante, ao longo do dia, foi feita uma média ponderada do valor do custo do kWh para dois períodos do dia, o período de funcionamento dos colectores (das 8h às 16h) e restante período. As tabelas 15 e 16 expressam os valores das tarifas para estes dois casos referidos. Neste caso não foi considerada a parte fixa da tarifa da electricidade pois considerou-se que essa está dependente do consumo eléctrico global da habitação.

Tabela 15 – Custo da electricidade (Fonte: EDP)

Electricidade			
Tipo de utilização	Tarifa horas de ponta (€)	Tarifa horas cheias (€)	Tarifa horas de vazio (€)
Baixa tensão normal	0,1071	0,1071	0,1071
Baixa tensão especial - Longas utilizações	0,1188	0,0819	0,0501

Tabela 16 – Horários do ciclo de consumo da electricidade para a tarifa de baixa tensão especial – longas utilizações (Fonte: EDP)

	horário de <b>Inverno</b>	horário de <b>Verão</b>
segunda a sexta		
ponta	das 09:30 às 12:00 das 18:30 às 21:00	das 09:15 às 12:15
cheias	das 07:00 às 09:30 das 12:00 às 18:30 das 21:00 às 24:00	das 07:00 às 09:15 das 12:15 às 24:00
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 07:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 07:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00
sábados		
cheias	das 09:30 às 13:00 das 18:30 às 22:00	das 09:00 às 14:00 das 20:00 às 22:00
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 09:30 das 13:00 às 18:30 das 22:00 às 24:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 09:00 das 14:00 às 20:00 das 22:00 às 24:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00
domingos		
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 24:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 24:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00

A tarifa de venda da electricidade à rede proposta pelo Decreto-Lei n.º 363/2007, de 2 de Novembro de 2007, é de 650 €/ MWh para os primeiros 10 MW de potência de ligação registados a nível nacional, sendo esta venda limitada a 2,4

MWh/ano. Neste trabalho foi considerado que o sistema em estudo se encontra dentro dos 10 MW referidos. A receita da venda da electricidade à rede (RVR) está representada nas figuras seguintes.

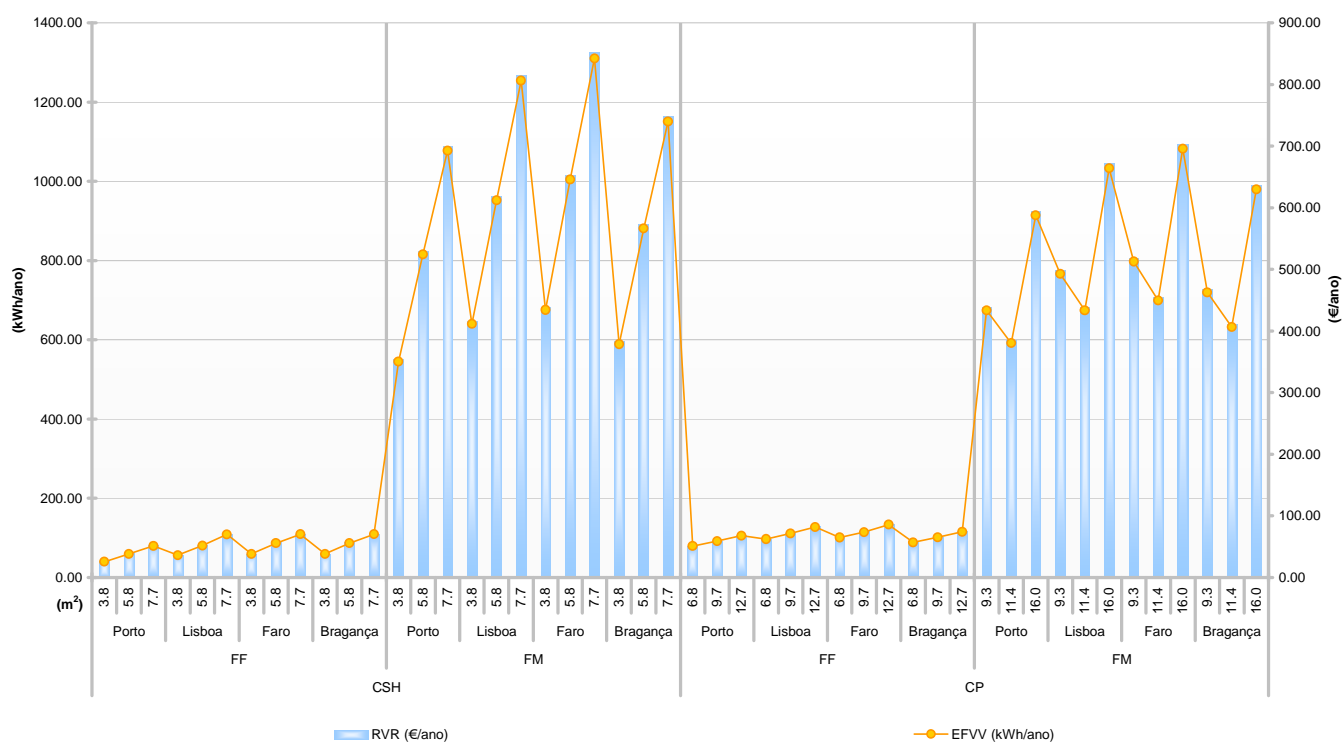


Fig. 62 – Receita da venda, da electricidade produzida via FV, à rede e electricidade produzida, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação

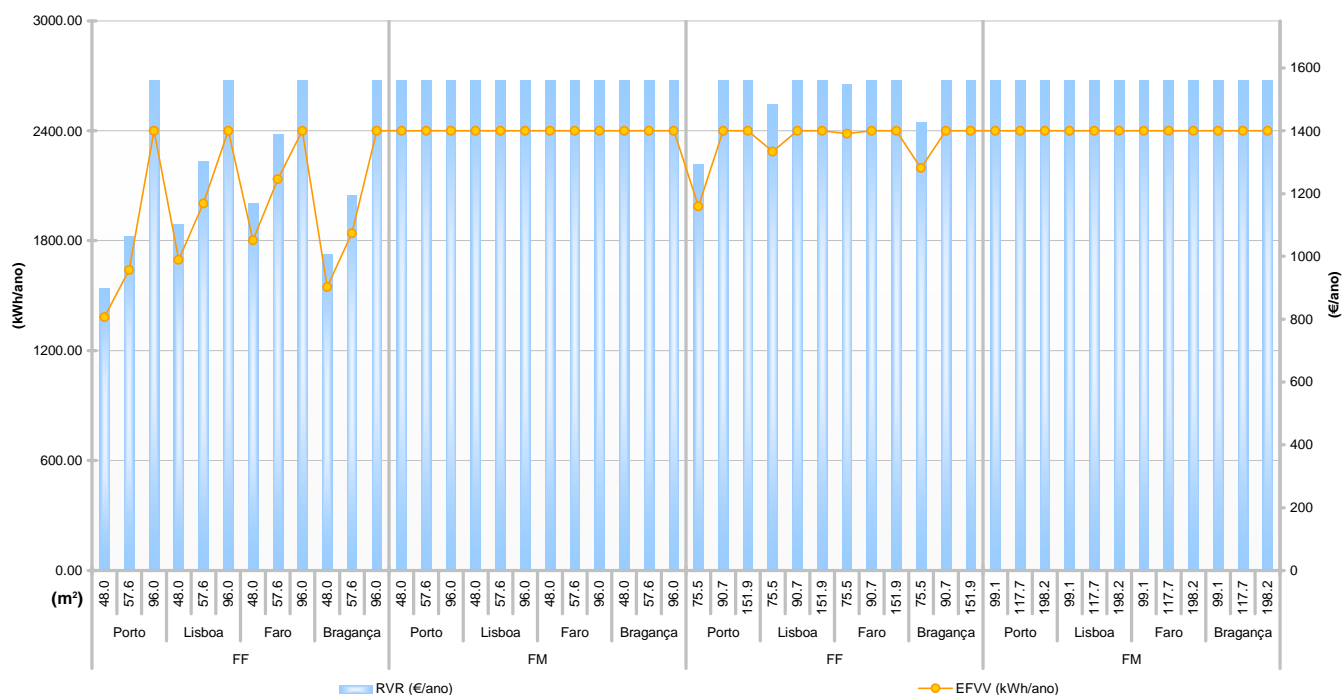


Fig. 63 – Receita da venda, da electricidade produzida via FV, à rede e electricidade produzida, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

Conforme pode ser verificado na figura 63 como a electricidade produzida excedia o limite imposto pelo Decreto-Lei, acima referido, esta foi vendida até ao limite permitido, sendo a restante utilizada para alimentar o apoio térmico e para consumo próprio.

#### 4.2.2.2 Gás natural

No caso do gás natural para a habitação os valores dos consumos de gás variaram entre 108 – 369 m³/ano, compreendendo as tarifas N1 e N2. O hotel consumiu entre 259 – 2709 m³/ano de gás natural sendo aplicadas as tarifas N2, N3 e N4, neste caso.

Tabela 17 – Custo do gás natural (Fonte: Portgás)

Gás Natural			
Tarifa	Consumo anual (m <sup>3</sup> )	Parte fixa Mensal (€)	Parte variável (€/ m <sup>3</sup> )
Natural 1 (N1)	< 220	1,77	0,8138
Natural 2 (N2)	220 – 480	4,60	0,6413
Natural 3 (N3)	480 – 1000	6,47	0,5841
Natural 4 (N4)	1000 – 10000	13,31	0,4797

#### 4.2.2.3 Gasóleo de aquecimento

A tarifa do gasóleo de aquecimento foi considerada constante, tanto no estudo da habitação como no estudo do hotel. A parte fixa anual é referente à entrega que é considerada de 2 vezes ao ano<sup>29</sup>.

Tabela 18 – Custo do gasóleo de aquecimento (Fonte: Galpenergia)

Gasóleo de aquecimento	
Tarifa (€/l)	0.859
Parte fixa anual (€/ ano)	20

#### 4.2.3 Custo de investimento

Nos custos determinados no ponto 4.2.1 surge uma parcela referente ao custo total do sistema (CTS). Este custo representa o investimento inicial do

---

<sup>29</sup> Fonte: Portgás – Gás Natural vs Gasóleo

sistema com CSH. É necessário avaliá-lo de forma a estimar a viabilidade da sua instalação, comparando-o com um sistema convencional.

O investimento inicial abarca o custo dos colectores, das células FV, as bombas circuladoras, o depósito de armazenamento, o inversor, a bateria e as tubagens. No caso do sistema convencional ainda foi adicionado o custo dos painéis FV. No hotel não se teve em consideração a bateria, pois não foi considerado o armazenamento de energia eléctrica.

O custo dos colectores foi baseado no preço de um colector convencional de características semelhantes ao do modelo estudado (Fonte: Saunier Duval, Gama Hélio, 2007). Na tabela 19 estão representados os custos iniciais do sistema.

Tabela 19 – Custos iniciais do sistema

CSH	FF	Células	(€/Unid.)	4.1
		CSH	(€/m <sup>2</sup> )	860.1
	FM	Células	(€/Unid.)	5.6
		CSH	(€/m <sup>2</sup> )	688.2
CP	FF	Painel	(€/m <sup>2</sup> )	588.2
		Colector	(€/m <sup>2</sup> )	318.8
		Total	(€/m <sup>2</sup> )	907.0
	FM	Painel	(€/m <sup>2</sup> )	799.0
		Colector	(€/m <sup>2</sup> )	318.8
		Total	(€/m <sup>2</sup> )	1117.7
Custo Unitário das Tubagens			(€/kg/h)	0.04
Custo Deposito			(€/dm <sup>3</sup> )	0.5
Custo do Inversor			(€/kW)	723.52
Custo Base Bomba			(€/kW)	2986.67

#### 4.2.4 Tempo de amortização do investimento inicial

O tempo de amortização do investimento inicial é o tempo, em anos, no qual é possível pagar o sistema de CSHs.

Considerando uma poupança simples ( $P_{S/CST}$ ) na qual, o termo referente ao custo inicial do sistema (CTS) não é contabilizado, pode afirmar-se que o sistema é pago quando:

$$CST = P_{S/CST} \quad (4.26)$$

Considerando:

$$P_{S/CST-Hab} = \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] - \{ (E_{AC} \times p_{Ele} - E_{FVV} \times p_{EleV}) \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] \} \quad (4.27)$$

e

$$P_{S/CST-Hot} = \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] - \{ [(E_{AC} - E_{Exced}) \times p_{Ele} - E_{FVV} \times p_{EleV}] \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] \} \quad (4.28)$$

Substituindo as expressões 4.27 e 4.28 na expressão 4.26, no caso da habitação:

$$\begin{aligned}
 CST_{Hab} = & \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] - \{ (E_{AC} \times p_{Ele} - E_{FVV} \times \\
 & p_{EleV}) \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] \} \quad (4.29)
 \end{aligned}$$

Para o hotel:

$$\begin{aligned}
 CST_{Hot} = & \text{Carga térmica} \times p_{Ele} \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] - \{ (E_{AC} - E_{Exced}) \times p_{Ele} - \\
 & E_{FVV} \times p_{EleV} \} \times \frac{1}{J - \text{inf}} \left[ 1 - \left( \frac{1 + \text{inf}}{1 + J} \right)^N \right] \quad (4.30)
 \end{aligned}$$

Através das expressões 4.29 e 4.30 é possível determinar o número de anos em que é possível amortizar o investimento inicial, na sua totalidade.

As figuras 64 e 65 esboçam o tempo de amortização e o investimento, em função da área de colectores instalada, para os sistemas estudados e para os vários tipos de energia de apoio.



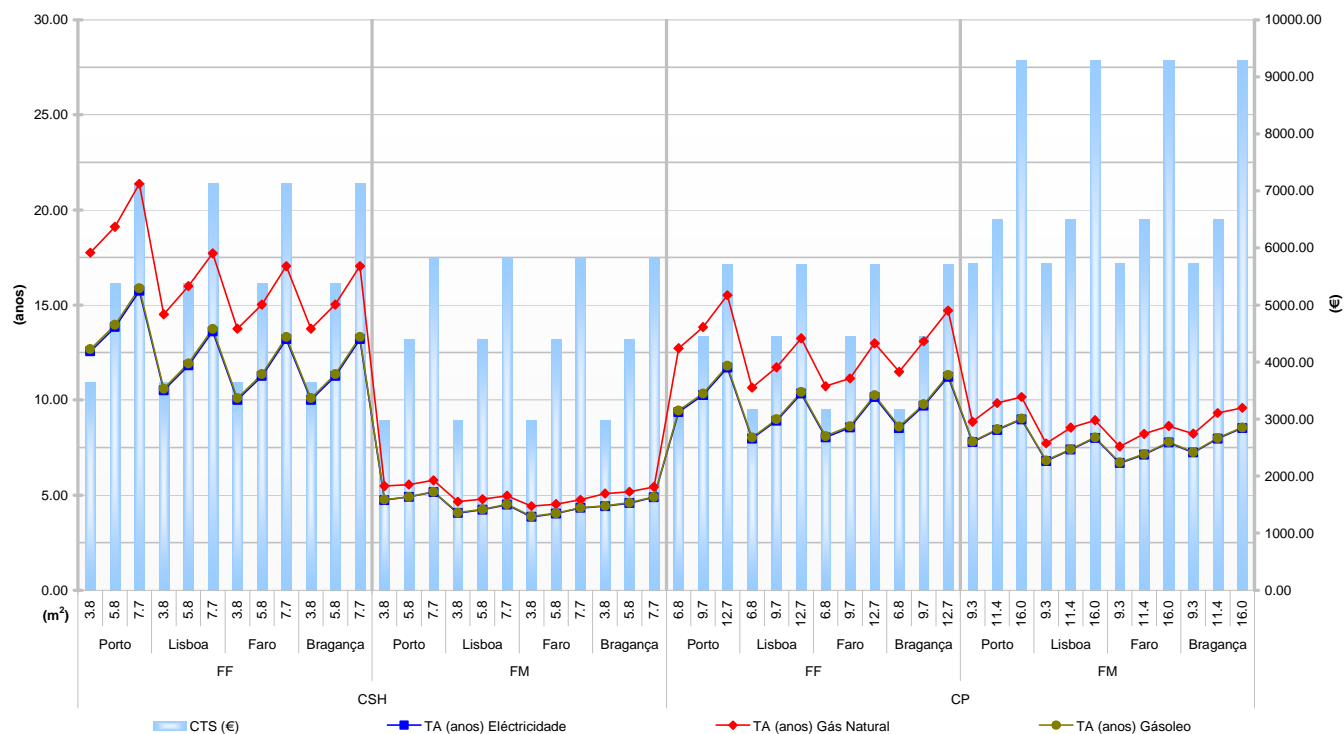


Fig. 64 – Investimento e tempo de amortização, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação

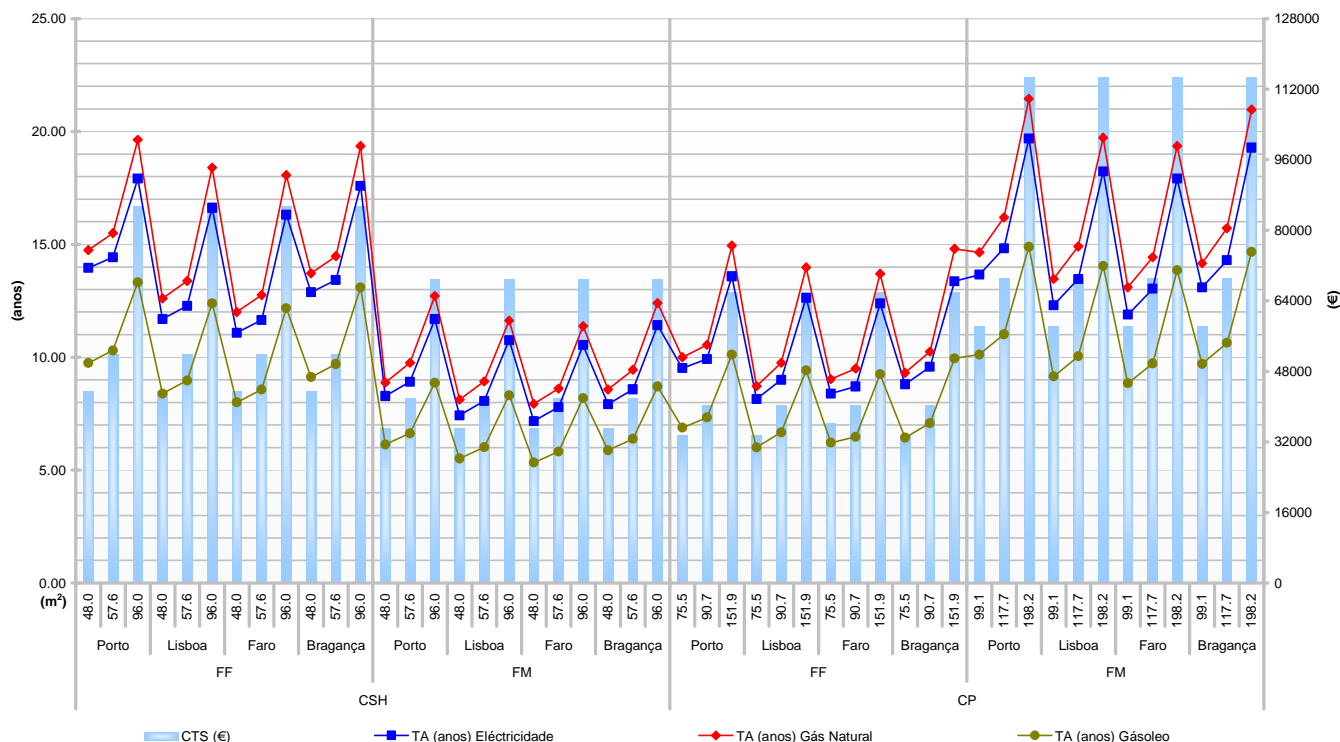


Fig. 65 – Investimento e tempo de amortização, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

Quando comparado com um sistema alimentado a um dos três tipos de energia de apoio considerados facilmente se verifica que, para o caso da habitação, as duas situações FM são as melhores, conseguindo pagar-se o sistema entre 4 – 6 anos, no Porto e Faro respectivamente, na instalação CSH FM e entre 7 – 10 anos, verificado nas mesmas localidades, com a CP FM, variando de acordo com o apoio utilizado.

Os outros dois sistemas, CSH FF e CP FF, não são tão favoráveis havendo no segundo situações nas quais se aproxima dos FM, variando entre 8 – 16 anos e o primeiro varia entre 10 – 21 anos, chegando a ultrapassar o limite de anos imposto para o estudo.

Para o hotel o melhor dos sistemas estudados continua a ser o CSH FM. No entanto, o sistema CP FM passa a ser o menos favorável. Esta alteração verifica-se devido ao custo deste sistema ser o mais elevado de todos. Neste caso é possível verificar uma diferença de investimento em relação aos sistemas mais baratos de mais  $\approx 42\%$  e comparando com o CSH FF de mais  $\approx 20\%$ . Enquanto que no caso da habitação essa diferença traduzia-se em  $\approx 35\%$  e  $\approx 21\%$ . É assim notório que à medida que a área da instalação aumenta o sistema CP FM passa a ter um investimento inicial cada vez mais significativo, compensando a sua utilização em sistemas de área inferior a  $198\text{m}^2$ , quando a energia de apoio é a electricidade ou o gás natural.

Fazendo a comparação pelo tipo de energia utilizada no apoio constata-se que os sistemas oferecem um melhor tempo de amortização, quando se faz a substituição de um sistema a gasóleo por qualquer um dos estudados, verificando-se TA inferiores a 15 anos, em todos os casos, excepto no Porto com uma área de  $7,7\text{m}^2$  e  $198,2\text{m}^2$ .

### 4.3 Impacto ambiental

O impacto ambiental do sistema de CSH instalado, em cada uma das localidades, foi feito calculando as quantidades de  $\text{CO}_2$  equivalente emitidas e fazendo a comparação com um sistema convencional. Os gráficos das figuras 66 e 67 representam a quantidade de  $\text{CO}_2$  evitado por ano, com a utilização do sistema híbrido, em função da área de colectores e da sua localização, para os sistemas

estudados. Na tabela 20 estão representadas as emissões de CO<sub>2</sub> em função do tipo de apoio considerado.

Tabela 20 – Emissões de CO<sub>2</sub> para cada um dos tipos de energia de apoio considerados

Tipo de Apoio	Emissões de CO <sub>2</sub> <sup>30</sup> (ton CO <sub>2eq</sub> ./ kWh)
Electricidade	0.00059
Gás Natural	0.00023
Gasóleo	0.00027

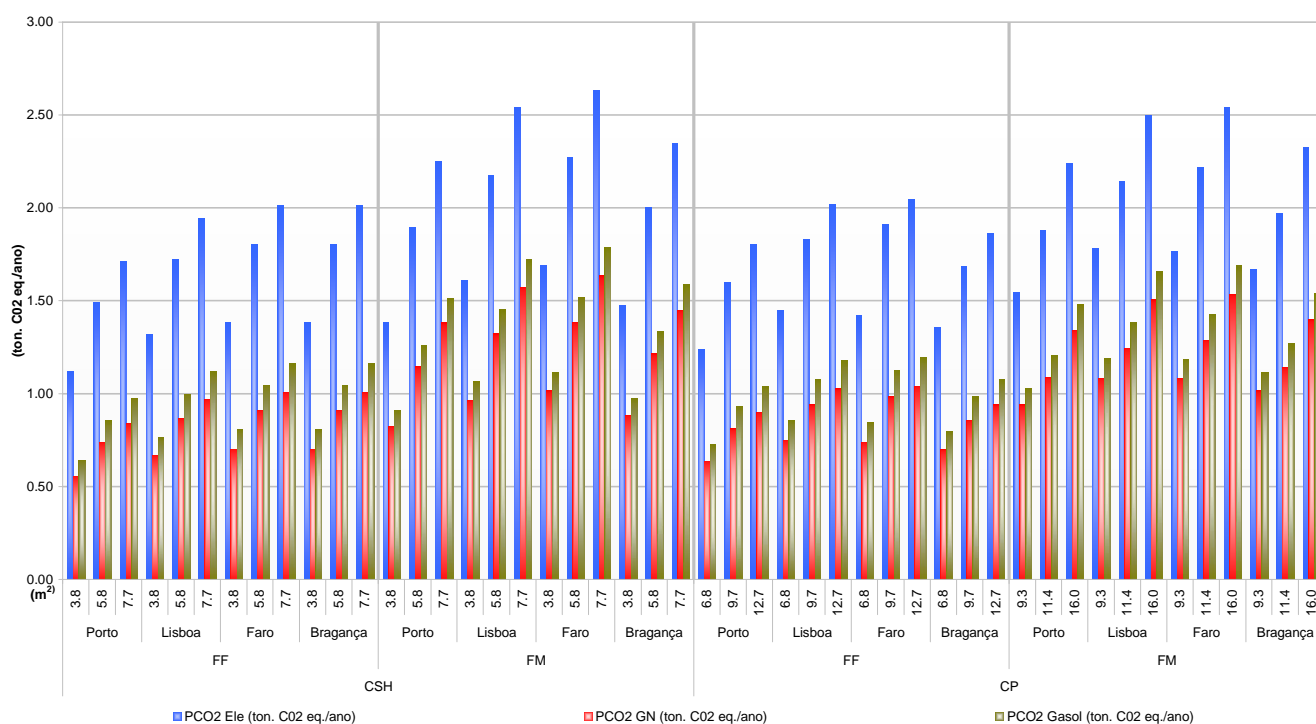


Fig. 66 – CO<sub>2</sub> evitado, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a uma habitação

<sup>30</sup> Fonte: SolTerm

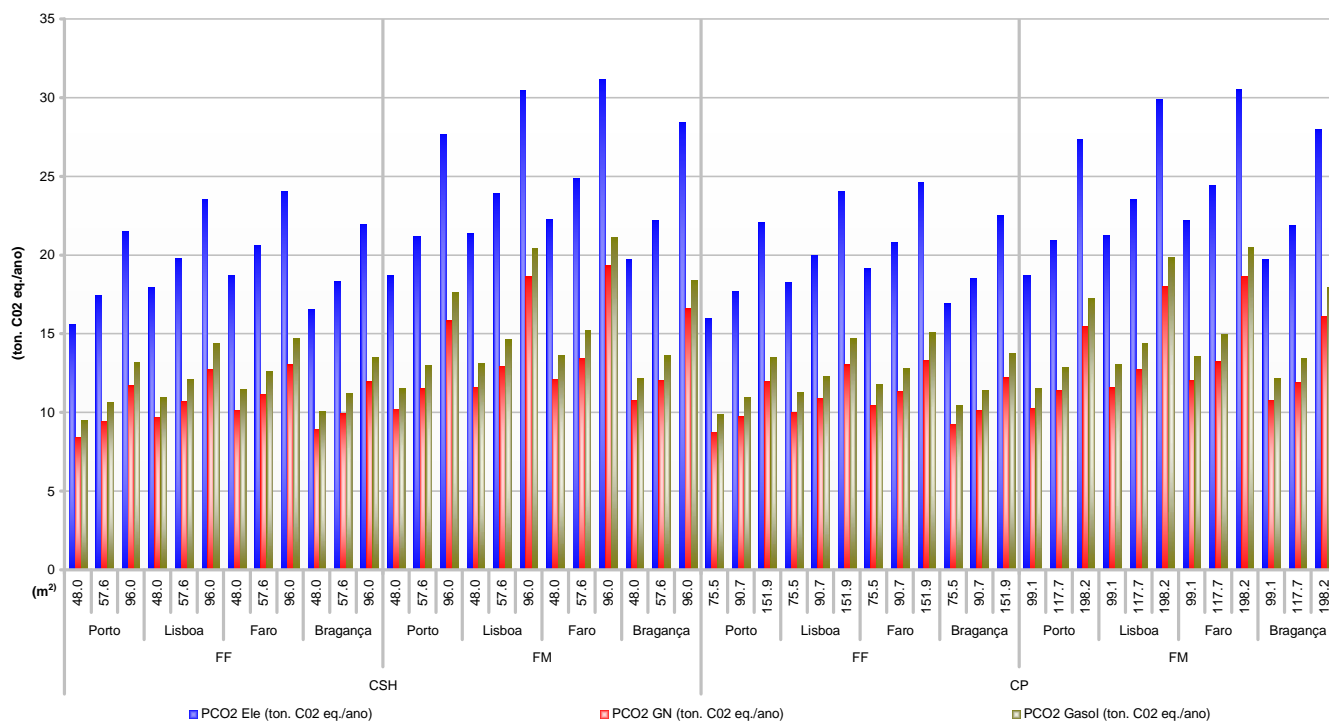


Fig. 67 – CO<sub>2</sub> evitado, dependendo do tipo de apoio utilizado, em função da área de captação do CSH e da sua localização, para um sistema aplicado a um hotel

O CO<sub>2</sub> evitado aumenta, tanto para a habitação como para o hotel, com o aumento da área de captação, sendo mais significativo nos sistemas FM onde varia de aproximadamente 1,4 a 2,6 ton CO<sub>2</sub>/ ano na habitação, no caso de 3,84 m<sup>2</sup> de colectores instalados no Porto e 7,68 m<sup>2</sup> instalados em Faro, respectivamente e de aproximadamente 19 a 31 ton CO<sub>2</sub>/ ano no caso do hotel, para as mesmas situações e considerando o apoio alimentado a energia eléctrica. Estes valores verificam-se pois, grande parte da electricidade é gerada a partir de fontes de energia fósseis, considera-se que 39% da electricidade é proveniente de fontes de energia renováveis (meta estabelecida, até 2010, pelo programa E4).

Nos restantes tipos de apoio, para as mesmas situações descritas atrás, o CO<sub>2</sub> evitado varia, para o caso da habitação e do hotel, de 0,9 a 1,8 ton CO<sub>2</sub>/ ano e de 11,5 a 21 ton CO<sub>2</sub>/ ano se o apoio for a gasóleo e varia de 0,8 a 1,63 ton CO<sub>2</sub>/ ano e de ≈10 a ≈19 ton CO<sub>2</sub>/ ano se o apoio for a gás natural. Os exemplos foram considerados para o sistema com CSH FM. Os restantes sistemas apresentam valores abaixo destes, conforme pode verificar-se dos gráficos 61 e 62.

#### 4.4 Resumo final

Nas tabelas 21, 22, 23 e 24 estão representados os resultados finais, expressos numa base de cálculo de 20 anos, referentes aos estudos efectuados neste capítulo. Os valores negativos que podem ser constatados na coluna dos CCV, nas tabelas 21 e 22, dizem respeito a ganhos dos sistemas. Estes verificam-se nos sistemas FM, constituídos por células monocristalinas, apresentando os melhores resultados para os estudos realizados.

Nas tabelas estão sublinhados a verde os casos mais favoráveis e a vermelho os menos favoráveis, para cada variável calculada.

Tabela 21 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CSH para o caso da habitação

	Tipo Célula	Dados climáticos	Área (m²)	TA			PCV			CCV <sub>C</sub>			CCV <sub>CSH</sub>			CTS	RVR	PCO <sub>2</sub>		
				(anos)			(€/20anos)			(€/20anos)			(€/20.ano)					(€)	(€/20anos)	(ton. CO <sub>2</sub> eq/20anos)
				Ele	GN	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N			Gasol
CSH	FF	Porto	3.84	12.6	17.8	12.7	2157.8	460.7	2105.2	11820.1	9748.4	11709.6	9662.3	9287.7	9604.3	3642.2	516.1	22.5	11.2	12.9
			5.76	13.8	19.1	14.0	2402.3	250.7	2332.0	11820.1	9748.4	11709.6	9417.8	9497.7	9377.5	5388.3	772.2	29.9	14.8	17.1
			7.68	15.7	21.4	15.9	1930.1	-459.0	1848.9	11820.1	9748.4	11709.6	9890.0	10207.5	9860.7	7134.4	1040.0	34.3	16.8	19.5
		Lisboa	3.84	10.5	14.5	10.6	3287.5	1377.6	3226.7	11820.1	9748.4	11709.6	8532.6	8370.8	8482.9	3642.2	730.6	26.4	13.4	15.4
			5.76	11.8	16.0	11.9	3732.3	1348.5	3652.5	11820.1	9748.4	11709.6	8087.8	8399.9	8057.1	5388.3	1046.5	34.5	17.3	20.0
			7.68	13.6	17.7	13.7	3344.0	920.2	3253.5	11820.1	9748.4	11709.6	8476.1	8828.2	8456.1	7134.4	1410.5	38.9	19.5	22.4
		Faro	3.84	10.0	13.8	10.1	3637.1	1655.5	3573.5	11820.1	9748.4	11709.6	8183.0	8093.0	8136.1	3642.2	769.6	27.8	14.1	16.2
			5.76	11.3	15.0	11.4	4182.4	1786.1	4099.2	11820.1	9748.4	11709.6	7637.7	7962.3	7610.3	5388.3	1123.2	36.1	18.2	21.0
			7.68	13.2	17.0	13.3	3675.1	1240.5	3581.8	11820.1	9748.4	11709.6	8145.0	8507.9	8127.8	7134.4	1418.3	40.2	20.2	23.3
		Bragança	3.84	10.0	13.8	10.1	3637.1	1655.5	3573.5	11820.1	9748.4	11709.6	8183.0	8093.0	8136.1	3642.2	769.6	27.8	14.1	16.2
			5.76	11.3	15.0	11.4	4182.4	1786.1	4099.2	11820.1	9748.4	11709.6	7637.7	7962.3	7610.3	5388.3	1123.2	36.1	18.2	21.0
			7.68	13.2	17.0	13.3	3675.1	1240.5	3581.8	11820.1	9748.4	11709.6	8145.0	8507.9	8127.8	7134.4	1418.3	40.2	20.2	23.3
	FM	Porto	3.84	4.7	5.5	4.8	9589.6	7910.1	9537.7	11820.1	9748.4	11709.6	2230.5	1838.3	2171.8	2982.0	7091.5	27.7	16.5	18.2
			5.76	4.9	5.6	4.9	13570.8	11432.1	13501.0	11820.1	9748.4	11709.6	-1750.7	-1683.6	-1791.4	4398.1	10600.2	37.9	22.9	25.2
			7.68	5.2	5.8	5.2	16721.4	14333.4	16640.4	11820.1	9748.4	11709.6	-4901.3	-4584.9	-4930.9	5814.1	14007.5	45.0	27.7	30.3
		Lisboa	3.84	4.1	4.7	4.1	11713.4	9824.1	11653.3	11820.1	9748.4	11709.6	106.8	-75.7	56.3	2982.0	8317.4	32.2	19.3	21.3
			5.76	4.2	4.8	4.2	16393.1	14011.4	16313.8	11820.1	9748.4	11709.6	-4573.0	-4262.9	-4604.3	4398.1	12374.7	43.5	26.5	29.1
			7.68	4.5	5.0	4.5	20049.3	17626.6	19959.1	11820.1	9748.4	11709.6	-8229.2	-7878.2	-8249.6	5814.1	16305.9	50.9	31.5	34.5
		Faro	3.84	3.9	4.4	3.9	12480.4	10520.4	12417.6	11820.1	9748.4	11709.6	-660.3	-772.0	-708.0	2982.0	8784.1	33.8	20.3	22.4
			5.76	4.0	4.5	4.0	17436.8	15042.6	17354.2	11820.1	9748.4	11709.6	-5616.7	-5294.1	-5644.6	4398.1	13058.5	45.4	27.7	30.4
			7.68	4.3	4.7	4.3	21105.2	18671.4	21012.1	11820.1	9748.4	11709.6	-9285.1	-8923.0	-9302.5	5814.1	17033.9	52.7	32.7	35.8
		Bragança	3.84	4.4	5.1	4.4	10520.8	8753.9	10465.5	11820.1	9748.4	11709.6	1299.3	994.5	1244.1	2982.0	7657.0	29.6	17.7	19.5
			5.76	4.6	5.2	4.6	14803.9	12575.9	14730.7	11820.1	9748.4	11709.6	-2983.8	-2827.4	-3021.1	4398.1	11453.0	40.1	24.3	26.7
			7.68	4.9	5.4	4.9	17987.2	15588.5	17903.4	11820.1	9748.4	11709.6	-6167.1	-5840.1	-6193.9	5814.1	14965.6	47.0	29.0	31.7

Tabela 22 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CP para o caso da habitação

	Tipo Célula	Dados climáticos	Área (m²)	TA			PCV			CCV <sub>C</sub>			CCV <sub>CSH</sub>			CTS	RVR	PCO <sub>2</sub>		
				(anos)			(€/20anos)			(€/20anos)			(€/20.ano)					(€)	(€/20anos)	(ton. CO <sub>2</sub> eq/20anos)
				Ele	GN	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N			Gasol
CSH	FF	Porto	6.75	9.4	12.7	9.4	3608.3	1817.2	3552.1	11820.1	9748.4	11709.6	8211.8	7931.2	8157.5	3179.1	1028.3	24.8	12.7	14.6
			9.7	10.3	13.8	10.3	4216.9	1980.6	4143.3	11820.1	9748.4	11709.6	7603.2	7767.8	7566.3	4443.7	1193.4	32.0	16.2	18.7
			12.65	11.7	15.5	11.8	4050.6	1652.1	3966.9	11820.1	9748.4	11709.6	7769.5	8096.3	7742.7	5708.3	1370.2	36.0	18.0	20.8
		Lisboa	6.75	8.0	10.7	8.0	4805.4	2790.2	4740.5	11820.1	9748.4	11709.6	7014.7	6958.2	6969.1	3179.1	1258.4	29.0	15.0	17.2
			9.7	8.9	11.7	9.0	5530.7	3134.6	5447.6	11820.1	9748.4	11709.6	6289.4	6613.9	6262.0	4443.7	1443.0	36.7	18.8	21.5
			12.65	10.3	13.2	10.4	5342.8	2910.8	5250.2	11820.1	9748.4	11709.6	6477.3	6837.6	6459.4	5708.3	1656.2	40.4	20.5	23.6
		Faro	6.75	8.0	10.7	8.1	4728.9	2748.3	4665.3	11820.1	9748.4	11709.6	7091.2	7000.2	7044.3	3179.1	1313.0	28.5	14.8	16.9
			9.7	8.6	11.1	8.6	5945.9	3537.3	5859.5	11820.1	9748.4	11709.6	5874.2	6211.2	5850.1	4443.7	1487.2	38.2	19.7	22.5
			12.65	10.2	13.0	10.3	5520.0	3085.3	5426.6	11820.1	9748.4	11709.6	6300.1	6663.1	6282.9	5708.3	1731.6	40.9	20.8	23.9
		Bragança	6.75	8.5	11.5	8.6	4274.0	2357.4	4212.9	11820.1	9748.4	11709.6	7546.1	7391.0	7496.7	3179.1	1154.4	27.1	14.0	16.0
			9.7	9.7	13.1	9.8	4717.5	2344.7	4640.6	11820.1	9748.4	11709.6	7102.6	7403.8	7068.9	4443.7	1318.2	33.7	17.2	19.7
			12.65	11.2	14.7	11.3	4463.8	2056.4	4377.7	11820.1	9748.4	11709.6	7356.3	7692.1	7331.9	5708.3	1500.2	37.3	18.8	21.6
	FM	Porto	9.28	7.8	8.9	7.8	9009.6	7218.5	8953.3	11820.1	9748.4	11709.6	2810.5	2530.0	2756.3	5738.0	8769.8	30.9	18.8	20.6
			11.38	8.4	9.8	8.5	8938.7	6702.4	8865.1	11820.1	9748.4	11709.6	2881.4	3046.0	2844.4	6502.6	7692.1	37.6	21.8	24.2
			16.02	9.0	10.2	9.0	11404.5	9006.0	11320.8	11820.1	9748.4	11709.6	415.6	742.4	388.8	9296.6	11884.6	44.8	26.8	29.6
		Lisboa	9.28	6.8	7.7	6.8	11154.5	9139.3	11089.6	11820.1	9748.4	11709.6	665.6	609.2	620.0	5738.0	9969.7	35.6	21.7	23.8
			11.38	7.4	8.6	7.4	11097.4	8701.3	11014.3	11820.1	9748.4	11709.6	722.7	1047.2	695.3	6502.6	8768.5	42.8	25.0	27.7
			16.02	8.0	8.9	8.0	13938.4	11506.4	13845.7	11820.1	9748.4	11709.6	-2118.3	-1757.9	-2136.1	9296.6	13430.3	50.0	30.1	33.1
		Faro	9.28	6.7	7.6	6.7	11423.0	9442.3	11359.3	11820.1	9748.4	11709.6	397.1	306.1	350.2	5738.0	10371.4	35.3	21.7	23.8
			11.38	7.1	8.2	7.2	11735.2	9326.6	11648.8	11820.1	9748.4	11709.6	84.9	421.9	60.8	6502.6	9089.6	44.4	25.8	28.6
			16.02	7.8	8.6	7.8	14666.0	12231.4	14572.7	11820.1	9748.4	11709.6	-2845.9	-2482.9	-2863.1	9296.6	14069.9	50.8	30.7	33.8
		Bragança	9.28	7.2	8.2	7.3	10119.4	8202.8	10058.3	11820.1	9748.4	11709.6	1700.7	1545.6	1651.3	5738.0	9358.7	33.4	20.3	22.3
			11.38	8.0	9.3	8.0	9818.2	7445.3	9741.3	11820.1	9748.4	11709.6	2001.9	2303.2	1968.3	6502.6	8221.2	39.4	22.9	25.4
			16.02	8.5	9.6	8.6	12514.8	10107.4	12428.7	11820.1	9748.4	11709.6	-694.7	-358.9	-719.1	9296.6	12737.4	46.5	28.0	30.8



Tabela 23 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CSH para o caso do hotel

	Tipo Célula	Dados climáticos	Área (m²)	TA			PCV			CCV <sub>C</sub>			CCV <sub>CSH</sub>			CTS	RVR	PCO <sub>2</sub>				
				(anos)			(€/20anos)			(€/20anos)			(€/20.ano)					(€)	(€/20anos)	(ton. CO <sub>2</sub> eq/20anos)		
				Ele	GN	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol					Ele	G N	Gasol
CSH	FF	Porto	48	14.0	14.7	9.7	18805.8	15466.2	45737.8	79596.1	70442.5	117095.7	60790.3	54976.2	71357.9	43435.0	17979.0	312.8	168.6	190.6		
			57.6	14.4	15.5	10.3	19997.8	15063.3	48796.7	79596.1	70442.5	117095.7	59598.3	55379.2	68299.1	51867.0	21320.0	349.4	188.8	213.3		
			96	17.9	19.6	13.3	9958.5	1579.8	42788.8	79596.1	70442.5	117095.7	69637.6	68862.7	74307.0	85370.0	31200.0	430.4	234.2	264.2		
		Lisboa	48	11.7	12.6	8.4	30816.9	25460.9	60109.1	79596.1	70442.5	117095.7	48779.2	44981.6	56986.7	43435.0	22048.0	359.0	194.0	219.2		
			57.6	12.3	13.4	9.0	32659.6	25709.5	63817.7	79596.1	70442.5	117095.7	46936.5	44732.9	53278.0	51867.0	26039.0	396.1	214.7	242.4		
			96	16.6	18.4	12.4	17373.5	7420.2	52414.3	79596.1	70442.5	117095.7	62222.6	63022.2	64681.4	85370.0	31200.0	471.1	255.4	288.3		
		Faro	48	11.1	12.0	8.0	34984.9	28920.5	65106.3	79596.1	70442.5	117095.7	44611.2	41522.0	51989.4	43435.0	23426.0	375.2	202.9	229.2		
			57.6	11.7	12.8	8.6	37134.7	29491.3	69104.4	79596.1	70442.5	117095.7	42461.4	40951.2	47991.3	51867.0	27781.0	412.2	223.6	252.4		
			96	16.3	18.1	12.2	19288.1	9157.7	54899.7	79596.1	70442.5	117095.7	60308.0	61284.7	62196.0	85370.0	31200.0	481.6	260.8	294.5		
		Bragança	48	12.9	13.7	9.1	23992.5	19878.2	51831.2	79596.1	70442.5	117095.7	55603.6	50564.2	65264.6	43435.0	20111.0	330.9	178.8	202.0		
			57.6	13.4	14.5	9.7	25429.9	19781.5	55064.4	79596.1	70442.5	117095.7	54166.2	50660.9	62031.3	51867.0	23933.0	366.6	198.6	224.3		
			96	17.6	19.4	13.1	11670.8	2855.9	45011.5	79596.1	70442.5	117095.7	67925.3	67586.5	72084.2	85370.0	31200.0	439.8	239.1	269.8		
	FM	Porto	48	8.3	8.9	6.1	49794.5	44052.3	79538.8	79596.1	70442.5	117095.7	29801.6	26390.2	37556.9	35183.0	31200.0	373.7	204.7	230.5		
			57.6	8.9	9.8	6.6	52166.7	44092.9	84639.9	79596.1	70442.5	117095.7	27429.4	26349.5	32455.8	41965.0	31200.0	423.8	230.8	260.3		
			96	11.7	12.7	8.9	48990.2	39409.1	86489.8	79596.1	70442.5	117095.7	30605.9	31033.4	30605.9	68866.0	31200.0	554.0	316.6	352.8		
		Lisboa	48	7.4	8.1	5.5	59642.2	51391.7	92322.4	79596.1	70442.5	117095.7	19953.9	19050.8	24773.3	35183.0	31200.0	427.7	232.8	262.5		
			57.6	8.1	8.9	6.0	62114.7	52037.9	97553.8	79596.1	70442.5	117095.7	17481.4	18404.6	19542.0	41965.0	31200.0	478.4	259.2	292.7		
			96	10.8	11.6	8.3	59227.7	49646.6	96727.3	79596.1	70442.5	117095.7	20368.4	20795.9	20368.4	68866.0	31200.0	610.1	372.7	408.9		
		Faro	48	7.2	7.9	5.3	62969.7	53441.2	96642.0	79596.1	70442.5	117095.7	16626.3	17001.3	20453.7	35183.0	31200.0	445.9	242.3	273.4		
			57.6	7.8	8.6	5.8	65670.9	55418.5	102170.1	79596.1	70442.5	117095.7	13925.2	15024.0	14925.6	41965.0	31200.0	497.9	269.3	304.2		
			96	10.5	11.4	8.2	61765.7	52184.6	99265.3	79596.1	70442.5	117095.7	17830.4	18257.9	17830.4	68866.0	31200.0	624.0	386.6	422.9		
		Bragança	48	7.9	8.6	5.9	53669.8	46940.5	84569.4	79596.1	70442.5	117095.7	25926.3	23502.0	32526.3	35183.0	31200.0	394.9	215.8	243.1		
			57.6	8.6	9.4	6.4	55869.2	46852.4	89446.3	79596.1	70442.5	117095.7	23726.9	23590.0	27649.4	41965.0	31200.0	444.2	241.4	272.3		
			96	11.4	12.4	8.7	51770.0	42188.9	89269.6	79596.1	70442.5	117095.7	27826.1	28253.6	27826.1	68866.0	31200.0	569.2	331.8	368.0		

Tabela 24 – Resultados finais, em 20 anos, com um sistema de CP para o caso do hotel

	Tipo Célula	Dados climáticos	Área (m²)	TA (anos)			PCV (€/20anos)			CCV <sub>C</sub> (€/20anos)			CCV <sub>CSH</sub> (€/20.ano)			CTS (€)	RVR (€/20anos)	PCO <sub>2</sub> (ton. CO <sub>2</sub> eq/20anos)		
				Ele	GN	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol	Ele	G N	Gasol			Ele	G N	Gasol
CSH	FF	Porto	48	8.3	8.9	6.1	49794.5	44052.3	79538.8	79596.1	70442.5	117095.7	29801.6	26390.2	37556.9	35183.0	31200.0	373.7	204.7	230.5
			57.6	8.9	9.8	6.6	52166.7	44092.9	84639.9	79596.1	70442.5	117095.7	27429.4	26349.5	32455.8	41965.0	31200.0	423.8	230.8	260.3
			96	11.7	12.7	8.9	48990.2	39409.1	86489.8	79596.1	70442.5	117095.7	30605.9	31033.4	30605.9	68866.0	31200.0	554.0	316.6	352.8
		Lisboa	48	7.4	8.1	5.5	59642.2	51391.7	92322.4	79596.1	70442.5	117095.7	19953.9	19050.8	24773.3	35183.0	31200.0	427.7	232.8	262.5
			57.6	8.1	8.9	6.0	62114.7	52037.9	97553.8	79596.1	70442.5	117095.7	17481.4	18404.6	19542.0	41965.0	31200.0	478.4	259.2	292.7
			96	10.8	11.6	8.3	59227.7	49646.6	96727.3	79596.1	70442.5	117095.7	20368.4	20795.9	20368.4	68866.0	31200.0	610.1	372.7	408.9
		Faro	48	7.2	7.9	5.3	62969.7	53441.2	96642.0	79596.1	70442.5	117095.7	16626.3	17001.3	20453.7	35183.0	31200.0	445.9	242.3	273.4
			57.6	7.8	8.6	5.8	65670.9	55418.5	102170.1	79596.1	70442.5	117095.7	13925.2	15024.0	14925.6	41965.0	31200.0	497.9	269.3	304.2
			96	10.5	11.4	8.2	61765.7	52184.6	99265.3	79596.1	70442.5	117095.7	17830.4	18257.9	17830.4	68866.0	31200.0	624.0	386.6	422.9
		Bragança	48	7.9	8.6	5.9	53669.8	46940.5	84569.4	79596.1	70442.5	117095.7	25926.3	23502.0	32526.3	35183.0	31200.0	394.9	215.8	243.1
			57.6	8.6	9.4	6.4	55869.2	46852.4	89446.3	79596.1	70442.5	117095.7	23726.9	23590.0	27649.4	41965.0	31200.0	444.2	241.4	272.3
			96	11.4	12.4	8.7	51770.0	42188.9	89269.6	79596.1	70442.5	117095.7	27826.1	28253.6	27826.1	68866.0	31200.0	569.2	331.8	368.0
	FM	Porto	75.5	9.5	10.0	6.9	36957.8	33529.5	63993.8	79596.1	70442.5	117095.7	42638.3	36913.0	53101.9	33546.0	25844.0	320.1	175.1	197.2
			90.7	9.9	10.5	7.3	41049.9	36207.6	69740.9	79596.1	70442.5	117095.7	38546.2	34234.9	47354.8	40395.0	31200.0	354.3	194.6	219.0
			151.9	13.6	14.9	10.1	31210.7	22329.2	64629.4	79596.1	70442.5	117095.7	48385.4	48113.2	52466.3	66092.0	31200.0	441.2	239.9	270.6
		Lisboa	75.5	8.1	8.7	6.0	48785.8	43337.7	78185.9	79596.1	70442.5	117095.7	30810.2	27104.8	38909.8	33546.0	29718.0	366.3	200.4	225.7
			90.7	9.0	9.8	6.7	49390.9	42424.1	80568.6	79596.1	70442.5	117095.7	30205.1	28018.4	36527.1	40395.0	31200.0	400.0	218.4	246.1
			151.9	12.6	14.0	9.4	38604.3	28470.4	74227.2	79596.1	70442.5	117095.7	40991.8	41972.0	42868.5	66092.0	31200.0	481.8	261.0	294.7
		Faro	75.5	8.4	9.0	6.2	50185.4	44019.1	80425.9	79596.1	70442.5	117095.7	29410.7	26423.3	36669.8	36247.6	30992.0	382.6	209.3	235.8
			90.7	8.7	9.5	6.5	52371.4	44645.4	84437.7	79596.1	70442.5	117095.7	27224.7	25797.1	32658.1	40395.0	31200.0	416.4	226.9	255.8
			151.9	12.4	13.7	9.2	40639.0	30389.9	76868.5	79596.1	70442.5	117095.7	38957.1	40052.6	40227.2	66092.0	31200.0	492.9	266.8	301.3
		Bragança	75.5	8.8	9.3	6.4	42680.6	38487.6	70611.5	79596.1	70442.5	117095.7	36915.5	31954.9	46484.3	33546.0	28548.0	338.5	185.5	208.9
			90.7	9.6	10.3	7.1	43969.5	38383.5	73530.9	79596.1	70442.5	117095.7	35626.6	32058.9	43564.8	40395.0	31200.0	370.3	203.0	228.5
			151.9	13.4	14.8	10.0	32814.4	23216.2	66711.2	79596.1	70442.5	117095.7	46781.7	47226.3	50384.5	66092.0	31200.0	450.0	244.4	275.8

## 4.5 Estudo de sensibilidade

A taxa de juro,  $J$ , utilizada para efeitos de cálculo foi de 2,2 %. Devido à grande volatilidade a que esta está actualmente sujeita foi efectuada uma análise de sensibilidade para diferentes valores de taxa de juro, apresentando-se os resultados na tabela seguinte. Este estudo foi realizado considerando apenas o sistema CSH FM, que foi o melhor do estudo anterior.

Conforme pode ser verificado pelos dados das tabelas 25 e 26, para um sistema com CSH e células monocristalinas, o tempo de amortização aumenta em cerca de  $\approx 10,1$  %, tendo como exemplo o caso do Porto com uma área de colectores de  $57,6 \text{ m}^2$ , com o aumento da taxa de juro e as PCV diminuem aproximadamente 17,4 %, no caso do hotel.

Para a mesma situação mas com uma área de  $5,76 \text{ m}^2$ , no caso da habitação, o TA aumenta  $\approx 9,3$  % e as PCV diminuem  $\approx 12,7$  %, com o aumento da taxa de juro. Estas variações são verificadas para um aumento da taxa de juro de uma unidade percentual.

Esta análise foi realizada devido às elevadas taxas de juro actuais, rondando os 4,018% (Fonte: Banco de Portugal).

Tabela 25 – Estudo de sensibilidade da taxa de juro, para a habitação

J	Localidade	Área (m <sup>2</sup> )	TA			PCV		
			(Anos)			(€/20 Anos)		
			Electricidade	Gás Natural	Gasóleo	Electricidade	Gás Natural	Gasóleo
2,2	Porto	3.84	4.7	5.5	4.8	9589.6	7910.1	9537.7
		5.76	4.9	5.6	4.9	13570.8	11432.1	13501.0
		7.68	5.2	5.8	5.2	16721.4	14333.4	16640.4
	Lisboa	3.84	4.1	4.7	4.1	11713.4	9824.1	11653.3
		5.76	4.2	4.8	4.2	16393.1	14011.4	16313.8
		7.68	4.5	5.0	4.5	20049.3	17626.6	19959.1
	Faro	3.84	3.9	4.4	3.9	12480.4	10520.4	12417.6
		5.76	4.0	4.5	4.0	17436.8	15042.6	17354.2
		7.68	4.3	4.7	4.3	21105.2	18671.4	21012.1
	Bragança	3.84	4.4	5.1	4.4	10520.8	8753.9	10465.5
		5.76	4.6	5.2	4.6	14803.9	12575.9	14730.7
		7.68	4.9	5.4	4.9	17987.2	15588.5	17903.4
3,2	Porto	3.84	5.3	6.1	5.3	8374.9	6857.7	8328.1
		5.76	5.4	6.2	5.4	11834.6	9902.6	11771.6
		7.68	5.7	6.4	5.7	14544.0	12386.7	14470.9
	Lisboa	3.84	4.5	5.2	4.5	10293.5	8586.8	10239.2
		5.76	4.7	5.3	4.7	14384.2	12232.6	14312.6
		7.68	5.0	5.5	5.0	17550.4	15361.8	17468.9
	Faro	3.84	4.3	4.9	4.3	10986.4	9215.8	10929.7
		5.76	4.5	5.0	4.5	15327.1	13164.2	15252.5
		7.68	4.8	5.3	4.8	18504.2	16305.6	18420.1
	Bragança	3.84	4.9	5.6	4.9	9216.1	7620.0	9166.2
		5.76	5.1	5.7	5.1	12948.6	10935.8	12882.4
		7.68	5.4	6.0	5.4	15687.5	13520.6	15611.8
4,2	Porto	3.84	5.8	6.7	5.8	7319.6	5943.3	7277.1
		5.76	6.0	6.8	6.0	10326.2	8573.7	10269.0
		7.68	6.3	7.0	6.3	12652.2	10695.4	12585.9
	Lisboa	3.84	5.0	5.7	5.0	9059.8	7511.7	9010.6
		5.76	5.2	5.8	5.2	12638.9	10687.2	12573.9
		7.68	5.5	6.1	5.5	15379.2	13394.0	15305.3
	Faro	3.84	4.7	5.4	4.7	9688.4	8082.3	9636.9
		5.76	4.9	5.5	4.9	13494.1	11532.2	13426.5
		7.68	5.3	5.8	5.3	16244.4	14250.1	16168.1
	Bragança	3.84	5.4	6.2	5.4	8082.6	6634.8	8037.3
		5.76	5.6	6.3	5.6	11336.7	9510.9	11276.6
		7.68	6.0	6.6	6.0	13689.5	11723.9	13620.8

Tabela 26 – Estudo de sensibilidade da taxa de juro, para o hotel

J	Localidade	Área (m <sup>2</sup> )	TA (Anos)			PCV (€/20Anos)		
			Electricidade	Gás Natural	Gasóleo	Electricidade	Gás Natural	Gasóleo
2,2	Porto	48	8.3	8.9	6.1	49794.5	44052.3	79538.8
		57.6	8.9	9.8	6.6	52166.7	44092.9	84639.9
		96	11.7	12.7	8.9	48990.2	39409.1	86489.8
	Lisboa	48	7.4	8.1	5.5	59642.2	51391.7	92322.4
		57.6	8.1	8.9	6.0	62114.7	52037.9	97553.8
		96	10.8	11.6	8.3	59227.7	49646.6	96727.3
	Faro	48	7.2	7.9	5.3	62969.7	53441.2	96642.0
		57.6	7.8	8.6	5.8	65670.9	55418.5	102170.1
		96	10.5	11.4	8.2	61765.7	52184.6	99265.3
	Bragança	48	7.9	8.6	5.9	53669.8	46940.5	84569.4
		57.6	8.6	9.4	6.4	55869.2	46852.4	89446.3
		96	11.4	12.4	8.7	51770.0	42188.9	89269.6
3,2	Porto	48	9.2	9.8	6.8	41583.9	36396.4	68454.3
		57.6	9.9	10.8	7.3	43071.6	35778.0	72407.2
		96	12.9	14.1	9.8	37602.7	28947.4	71479.1
	Lisboa	48	8.2	9.0	6.1	50480.1	43026.7	80002.7
		57.6	8.9	9.9	6.7	52058.4	42955.3	84073.3
		96	11.9	12.9	9.2	46851.1	38195.8	80727.5
	Faro	48	7.9	8.8	5.9	53486.1	44878.2	83904.9
		57.6	8.6	9.5	6.4	55271.0	46009.3	88243.7
		96	11.7	12.6	9.1	49143.9	40488.5	83020.3
	Bragança	48	8.8	9.5	6.5	45084.7	39005.6	72998.8
		57.6	9.5	10.5	7.1	46416.4	38270.8	76749.2
		96	12.6	13.7	9.6	40113.9	31458.6	73990.3
4,2	Porto	48	10.1	10.8	7.5	34450.3	29744.9	58823.8
		57.6	10.9	11.9	8.1	35169.6	28553.7	61779.2
		96	14.3	15.5	10.8	27709.1	19858.1	58437.5
	Lisboa	48	9.1	9.9	6.7	42519.8	35759.1	69299.1
		57.6	9.8	10.9	7.3	43321.3	35064.1	72361.3
		96	13.1	14.2	10.2	36098.1	28247.0	66826.5
	Faro	48	8.7	9.7	6.5	45246.5	37438.5	72838.6
		57.6	9.5	10.5	7.1	46235.4	37834.3	76144.1
		96	12.9	13.9	10.0	38177.8	30326.7	68906.2
	Bragança	48	9.7	10.5	7.2	37625.8	32111.6	62946.0
		57.6	10.5	11.5	7.8	38203.6	30814.9	65717.8
		96	13.9	15.1	10.6	29987.0	22135.9	60715.4



## CAPÍTULO 5

### 5 Conclusões

Neste capítulo são apresentadas as conclusões finais deste trabalho.

#### 5.1 Conclusões referentes aos modelos estudados em EES

No capítulo 3 foram apresentados os estudos matemáticos realizados no programa EES. Desse estudo concluiu-se que o facto de utilizar-se células, com as mesmas características eléctricas das células consideradas, mas com um coeficiente de emissão superior (próximo do vidro), leva a uma diminuição da performance do colector.

A hipótese considerada de colocar as células FV mais próximas dos tubos origina um ligeiro aumento da eficiência térmica e eléctrica do colector, na ordem dos 0,5 % e 0,1‰ respectivamente. Considerando ainda, no caso das células flexíveis, um colector com o dobro dos tubos verifica-se que as eficiências aumentam 2,5 %, no caso da térmica, e 0,1‰, no caso da eléctrica. Estes aumentos verificam-se porque a célula FV é colocada mais próxima dos tubos diminuindo a resistência célula-tubo, no primeiro caso, e devido a haver uma maior área de transferência de calor para a água, no segundo caso. Em relação ao aumento da eficiência eléctrica este deve-se ao facto de haver um ligeiro arrefecimento da célula FV, levando a um consequente aumento no rendimento da mesma. Mas um

colector com o dobro dos tubos vai implicar um investimento de concepção superior apenas para obter-se mais 2,5% de rendimento global, não sendo por isso vantajoso. Pode verificar-se estes factos através da análise da tabela 10 do capítulo 3.

Quando se efectua a comparação entre as células monocristalinas e as flexíveis é notória a diferença. Embora o rendimento térmico seja de 66,4 % e de 68,1 %, respectivamente, a grande diferença encontra-se na eficiência eléctrica que é de 14,86 %, para o modelo com células monocristalinas, e de 1,92 % no modelo com células flexíveis.

## 5.2 Conclusões referentes aos modelos estudados em SolTerm

No estudo realizado no programa de simulação SolTerm verificou-se que um sistema com um colector convencional produz cerca de mais 2% a 9%, dependendo do caso, de energia térmica do que um colector híbrido havendo, no entanto, situações onde a energia produzida pelo CSH é superior em cerca de 8% quando comparado a um colector convencional.

O sistema híbrido com células monocristalinas (CSH FM) produz mais 82% de energia eléctrica, quando comparado com as células flexíveis (CSH FF), e cerca de mais 26% a 31% do que um painel FV convencional, com células monocristalinas (CP FM), para a mesma área e a mesma potência instalada, no último caso. A diferença verificada entre o CSH e o painel FV convencional diz respeito ao facto do CSH ser composto por um sistema de extracção de calor que



vai permitir uma menor temperatura de operação da célula FV e um consequente aumento na sua eficiência.

A quantidade energia global para um sistema híbrido com células flexíveis (CHS FF) varia entre 2726 kWh/ ano e 3166 kWh/ ano, para uma situação de área menor, varia de 3664 kWh/ ano a 4455 kWh/ ano, para a área intermédia, e de 4264 kWh/ ano a 4930 kWh/ ano, para a área maior. No caso do CSH FM varia entre 3293 kWh/ ano a 3971 kWh/ ano, para a área menor, de 4538 kWh/ ano a 5369 kWh/ ano, para a área média, e de 5440 kWh/ ano a 6285 kWh/ ano, para a área maior. O sistema CP FM apresenta as seguintes variações da energia global, para as mesmas situações apresentadas, de 3646 kWh/ ano a 4174 kWh/ ano, para a área menor, de 4506 kWh/ ano a 5259 kWh/ ano, para a área intermédia e para a área superior varia de 5416 kWh/ ano a 6074 kWh/ ano. Estas variações dizem respeito ao tipo de energia de apoio considerada.

Os valores apresentados foram para o caso de estudo da habitação. No caso do hotel a relação mantém-se, referenciando-se apenas os valores mínimos e máximos obtidos para cada situação. Assim para os CSH FF a energia global varia de 34761 kWh/ ano a 53607 kWh/ ano, para o modelo CSH FM varia de 41963 kWh/ ano a 70409 kWh/ ano e para o CP FM varia de 42043 kWh/ ano a 68826 kWh/ ano.

Um sistema convencional, constituído por um colector térmico e um painel FV, necessita de uma área 1,57 a 2,42 vezes superior, para produzir a mesma quantidade de energia térmica e eléctrica, quando comparado com um sistema constituído por CSH. Na tabela 27 é possível verificar a relação entre as várias áreas estudadas para os dois casos de estudo considerados, habitação uni-familiar e hotel.

Tabela 27 – Relação entre as áreas dos modelos híbridos com as dos sistemas convencionais

	Habitação						Hotel					
A (m <sup>2</sup> )	CSH FF			CSH FM			CSH FF			CSH FM		
	3.84	5.76	7.68	3.84	5.76	7.68	48	58	96	48	58	96
	CP FF			CP FM			CP FF			CP FM		
	6.75	9.7	12.65	9.28	11.38	16.02	76	91	152	99	118	198
A <sub>CP</sub> / A <sub>CSH</sub>	1.76	1.68	1.65	2.42	1.98	2.09	1.58	1.57	1.58	2.06	2.03	2.06

### 5.3 Conclusões referentes ao estudo económico

Foram obtidos tempos de amortização (TA) para a habitação, que variaram de acordo com a energia convencional utilizada, entre 10 a 21,4 anos para o sistema CSH FF, entre 3,9 a 5,8 anos para o sistema CSH FM, entre 8 a 15,5 anos para o sistema CP FF e, por fim, de 6,7 a 10,2 anos para o sistema CP FM. No caso do hotel, os valores obtidos variaram entre 8,0 a 19,6 anos para o sistema CSH FF, entre 5,3 a 12,7 anos para o sistema CSH FM, entre 6,0 a 14,9 anos para o sistema CP FF e, por fim, de 8,9 a 21,4 anos para o sistema CP FM.

Daqui conclui-se que o melhor dos sistemas estudados é o sistema de colectores híbridos com células monocristalinas que, no caso da habitação, com tempos de amortização entre 3,9 a 5,8 anos, dependendo da área de instalação, e poupanças em 20 anos, para estes dois valores de TA, entre 12 417,6 € e 14 333,4 € (havendo, no entanto, situações de poupança bastante superiores às referidas atingindo um máximo de 21 105,2 €, no caso de Faro e para uma área de colectores de 7,68 m<sup>2</sup> com apoio eléctrico), se torna bastante atractivo e viável. A solução de

colectores híbridos com células flexíveis poderá ser interessante em situações de latitudes e de áreas menores, quando a substituição for feita a um sistema convencional que trabalhe a electricidade ou a gasóleo. No caso de se fazer a substituição de um sistema a gás natural o CSH FF perde o interesse devido aos elevados tempos de amortização e às baixas poupanças, no caso da habitação. Para o hotel poderá ser ou não interessante, dependendo da localização do mesmo e do tipo de energia convencional utilizada.

Tendo por base as poupanças encontradas é possível extrapolar que para a habitação uma área de instalação de aproximadamente  $6 \text{ m}^2$  é o aconselhável pois, além das fracções solares rondarem os 70%, em termos de energia produzida apresenta uma variação menor, quando comparada com uma área de aproximadamente  $8 \text{ m}^2$ , do que comparando uma área de aproximadamente  $4 \text{ m}^2$  com os  $6 \text{ m}^2$ . Em termos de poupanças a variação é cerca de menos 2 500 €/20 anos, quando comparado com uma área de  $8 \text{ m}^2$ . No caso do hotel é notório que a área aconselhável será de  $57,6 \text{ m}^2$ , uma vez que em termos de poupanças conseguem obter-se os valores mais elevados.

## 5.4 Conclusões referentes ao estudo do impacto ambiental

Em termos de emissões de  $\text{CO}_2$  é possível evitar, no caso da habitação, entre cerca de  $0,56 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$  a  $2,01 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$ , para o sistema CSH FF; de  $0,82 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$  a  $2,64 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$ , para o sistema CSH FM; de  $0,64 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$  a  $2,04 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$ , para o sistema CP FF e de  $0,94 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$  a  $2,54 \text{ ton CO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$ , para o sistema CP FM. Na situação estudada para o hotel

conclui-se que é possível evitar, em termos de emissões de CO<sub>2</sub>, entre aproximadamente 8,43 ton CO<sub>2eq</sub>/ano a 24,08 ton CO<sub>2eq</sub>/ano, para o sistema CSH FF; de 10,24 ton CO<sub>2eq</sub>/ano a 31,2 ton CO<sub>2eq</sub>/ano, para o sistema CSH FM; de 10,24 ton CO<sub>2eq</sub>/ano a 31,2 ton CO<sub>2eq</sub>/ano, para o sistema CP FF e de 8,76 ton CO<sub>2eq</sub>/ano a 24,64 ton CO<sub>2eq</sub>/ano, para o sistema CP FM. Os valores mínimos correspondem a situações onde a energia de apoio utilizada é o gás natural e os valores máximos correspondem a situações onde a energia de apoio utilizada é a electricidade.

O aumento da área de captação dos colectores influi directamente na quantidade de emissões de CO<sub>2</sub>. Verifica-se ainda que as emissões evitadas são maiores quando o tipo de energia utilizado é a electricidade devido a grande parte desta ser proveniente de fontes de energia fóssil. Nos 20 anos obtém-se como valor máximo de emissões evitadas, para cada um dos casos de estudo, de 52,7 ton CO<sub>2eq</sub>/20 anos e de 624 ton CO<sub>2eq</sub>/20 anos, respectivamente.

## 5.5 Perspectivas futuras dos CHS

Tendo por base o referido nos capítulos anteriores, relacionado com a posição do governo português e a orientação que tem levado a cabo baseada na produção de energia proveniente de fontes renováveis, este colector híbrido apresenta-se como uma excelente aposta. Além de cumprir o imposto pelo Decreto-Lei n.º 80/ 2006, de 04 de Abril de 2006, sendo possível respeitar a obrigatoriedade, imposta por este último, relacionada com a instalação de colectores solares térmicos, tem a vantagem de, num contexto de micro-geração e de produção descentralizada, poder tirar partido da iniciativa “Renováveis na

hora” com a produção de electricidade e, consequente venda à rede, seguindo as condições definidas no Decreto-Lei n.º 363/ 2007, de 2 de Novembro de 2007.

Seria também interessante realizar estudos sobre a viabilidade de transferir calor simultaneamente para um fluxo de ar, além da água, e aprofundar este tipo de sistemas aplicados quer em fachadas de edifícios (seria interessante em edifícios de serviços), quer em sistemas de trigeriação.

Também poder-se-ia estudar a viabilidade de um sistema híbrido aplicado a colectores concentradores.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. Arif Hepbasli, “A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, 13 October 2006;
- [2]. A.Shah, J.Meier, A.Buechel, U.Kroll, J.Steinhauser, F.Meillaud, H.Schade, “Towards Very Low-Cost Mass Production of Thin-film Silicon Photovoltaic (PV) Solar Modules on Glass”, *ICCG5 Conference in Saarbrücken*, July 2004;
- [3]. A.S.Joshi, G.N.Tiwari, “Monthly energy and exergy analysis of hybrid photovoltaic thermal (PV/ T) system for the Indian climate”, *International Journal of Ambient Energy*, Volume 28, Number 2, April 2007;
- [4]. Arvind Tiwari, M.S. Sodha, Avinash Chandra, J.C. Joshi, “Performance evaluation of photovoltaic solar air collector for composite climate of India”, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 90 (2006) 175–189, Elsevier, 26 April 2005;
- [5]. Arvind Tiwari, M.S. Sodha, “Performance evaluation of solar PV/T system: An experimental validation”, *Solar Energy* 80 (2006) 751–759, Elsevier, 22 August 2005;

- [6]. Arvind Tiwari, M.S. Sodha, “Performance evaluation of hybrid PV/thermal water/air heating system: A parametric study”, *Renewable Energy* 31 (2006) 2460–2474, Elsevier, 7 February 2006;
- [7]. Arvind Tiwari, M.S. Sodha, “Parametric study of various configurations of hybrid PV/thermal air collector: Experimental validation of theoretical model”, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 91 (2007) 17–28, Elsevier, 12 September 2006;
- [8]. Arvind Tiwari, M.S. Sodha, “Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) air collector”, *Renewable Energy* 32 (2007) 2223–2241, Elsevier, 1 February 2007;
- [9]. Bjørnar Sandnes, John Rekstad, “A Photovoltaic/Thermal (Pv/T) Collector With A Polymer Absorber Plate. Experimental Study And Analytical Model”, Communicated By Brian Norton, PI I : S0038 – 092X(01)00091 – 3, Elsevier, 20 July 2001;
- [10]. Bhushan Sopori, “Thin-film Silicon Solar Cells”, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, USA;
- [11]. Christian Cristofari, Gilles Notton, “Le couplage Thermique - électrique : un moyen de viabiliser le Photovoltaïque”, France;
- [12]. Cláudio Monteiro, “Energia Fotovoltaica”, Energia Solar MEM, 2005;



- [13]. David L. Staebler, Natko B. Urlo, Zoltan J. Kiss, “Development of high efficiency hybrid PV-Thermal Modules”, Terrasolar NY, Rudjer Boskovic Institute Croatia, EPV NJ;
- [14]. Decreto-Lei n.º 7/ 2002, de 25 de Março de 2002;
- [15]. Decreto-Lei n.º 33-A/ 2005, de 16 de Fevereiro de 2005;
- [16]. Decreto-Lei n.º 80/ 2006 de 04 de Abril de 2006;
- [17]. Decreto-Lei n.º 363/ 2007, de 2 de Novembro de 2007;
- [18]. “E4-Eficiência Energética e Energias Endógenas”, Energia Portugal 2001, DGGE, Janeiro 2002;
- [19]. Eduardo Oliveira Fernandes, “Energias Renováveis e Eficiência Energética em Portugal”, Apemeta, 29 de Setembro de 2005;
- [20]. Enecolo AG, Mönchaltorf, Ernst Schweizer AG, Hedingen, “New generation of Hybrid solar PV/T collectors”, ENET 9656360, “Active solar energy, photovoltaics”, Final report DIS 56360/ 16868, June 2000;
- [21]. Energy Information Administration-Office of Coal, Nuclear, Electric and Alternate Fuels-U.S. Department of Energy, “Solar Thermal and Photovoltaic Collector, Manufacturing Activities 2003, With Preliminary Data For 2003”, DOE/EIA, Washington, September 2004;

- [22]. Frank M. White, “Mecânica dos Fluidos”, 4ª Edição, Mc Graw Hill, Rio de Janeiro, 1999;
- [23]. Frank P. Incropera, David P. DeWitt, “Transferência de Calor e de Massa”, 5ª Edição, LTC Editora, Rio de Janeiro, 2003;
- [24]. Friedrich Kessler, Dominik Rudmann, “Technological aspects of flexible CIGS solar cells and modules”, Solar Energy 77 (2004) 685–695, Elsevier, 25 May 2004
- [25]. G. Fraisse, C. Ménézo, K. Johannes, “Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type”, Solar Energy (2007), Elsevier, 8 November 2006
- [26]. G. Vokas, N. Christandonis, F. Skittides, “Hybrid photovoltaic–thermal systems for domestic heating and cooling—A theoretical approach”, Communicated by: Associate Editor Brian Norton, Solar Energy 80 (2006) 607–615, Elsevier, 31 May 2005;
- [27]. H. A. Zondag, W. G. J. Van Helden, M. M. Jong, “Development and applications for PV Thermal”, Energy research Centre of the Netherlands ECN, The Netherlands;
- [28]. H. A. Zondag, D. W. De Vries, W. G. J. Van Helden, R. J. C. Van Zolingen, A. A. Van Steenhoven, “The Thermal And Electrical Yield Of A Pv-Thermal Collector”, Communicated by BRIAN NORTON, PI I : S0038 – 092X(01)00094 – 9, Elsevier, 28 August 2001;

- [29]. H. A. Zondag, D. W. De Vries, W. G. J. Van Helden, R. J. C. Van Zolingen, A. A. Van Steenhoven, “The yield of different combined PV-thermal collector designs”, *Solar Energy* 74 (2003) 253–269, Elsevier, 6 March 2003;
- [30]. H. A. Zondag, W. G. J. Van Helden, M. Bakker, M.J. Elswijk, “PV-Thermal collector development-an overview of the lessons learnt”, ECN-RX-04-056, “19<sup>th</sup> European PV Solar Energy Conference and Exhibition”, Paris France, 7-11 June 2004;
- [31]. H. A. Zondag, M. Bakker, M.J. Elswijk, K.J. Strootman, M.J.M. Jong, “Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump”, Communicated by: Associate Editor Volker Wittwer, *Solar Energy* 78 (2005) 331–339, Elsevier, 30 October 2004;
- [32]. Henrik Sørensen, J. Hansen, “PV/Thermal solar systems”, IEA SHC Task 35;
- [33]. Henrik Sørensen, Donna Munro, “Hybrid Pv/Thermal Collectors”, “The 2nd World Solar Electric Buildings Conference”, Sydney, 8th-10th March 2000;
- [34]. Henrik Sørensen, Miroslav Bosanac, Bent Sørensen, Ivan Katic, Bruno Nielsen, Jamal Badran, “Photovoltaic/Thermal Solar Collectors and Their Potential in Denmark”, “Final Report EFP project 1713/00-0014”, Copenhagen, 21 May 2003;

- [35]. Hisashi Saitoh, Yasuhiro Hamada, Hideki Kubota, Makoto Nakamura, Kiyoshi Ochifuji, Shintaro Yokoyama, Katsunori Nagano, “Field experiments and analyses on a hybrid solar collector”, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 2089–2105, Pergamon, 11 May 2003;
- [36]. H.M.S. Hussein, “Optimization of a natural circulation two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater”, *Energy Conversion and Management* 44 (2003) 2341–2352, Pergamon, 28 October 2002
- [37]. H. Natsuhara, K. Matsumoto, N. Yoshida, T. Itoh, S. Nonomura, M. Fukawa, K. Sato “TiO<sub>2</sub> thin films as protective material for transparent-conducting oxides used in Si thin film solar cells”, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 90 (2006) 2867–2880, Elsevier, 17 July 2006;
- [38]. Holland: Pioneers in International Business, “Go green go Dutch: Sustainable Building in the Netherlands”, Fact sheet, October 2006;
- [39]. H. P. Garg, R.S. Adhikari, “System Performance Studies on a Photovoltaic/ Thermal (PV/T) Air Heating Collector”, Centre for Studies, Indian Institute of Technology, New Delhi, Índia;
- [40]. H. P. Garg, Ram Kumar Agarwall, “Study of a photovoltaic-thermal system-thermosyphonic solar water heater combined with solar cells”, *Energy convers. Mgmt* Vol. 35, No. 7, pp. 605-620 1994, Pergamon, 16 December 1993;

- [41]. H. P. Garg, R. K. Agarwall, J. C. Joshi, “Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water and its performance predictions”, *Energy convers. Mgmt Vol. 35*, No. 7, pp. 621-633 1994, Pergamon, 20 December 1993;
- [42]. H. P. Garg, Ram Kumar Agarwall, “Some Aspects of a Pv/T Collector/Forced Circulation Flat Plate Solar Water Heater With Solar Cells”, *Energy convers. Mgmt Vol. 36*, No. 2, pp. 87-99 199, Pergamon, 11 October 1994;
- [43]. H.P. Thomas, S.J. Hayter, R.L. Martin, L.K. Pierce, “PV and PV/Hybrid Products for Buildings”, NREL/CP-520-28334, 16th “European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition Glasgow, Scotland, U.K. May 1-5, 2000”, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, May 2000;
- [44]. J.A. Peças Lopes, “Novas Tecnologias Energéticas e Sistemas Híbridos – Gestão de Sistemas Avançados de Controlo; MicroRedes”, FEUP, Porto, 2005-2006;
- [45]. J.I. Rosell, X. Vallverdú , M.A. Lechó n, M. Ibáñez, “Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system”, *Energy Conversion and Management 46* (2005) 3034–3046, Elsevier, 9 March 2005;
- [46]. J.K. Tonui, Y. Tripanagnostopoulos, “Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation”, *Renewable Energy 32* (2007) 623–637, Elsevier, 4 May 2006

- [47]. J.K. Tonui, Y. Tripanagnostopoulos, “Air-cooled PV/T solar collectors with low cost performance improvements”, *Solar Energy* (2006), Elsevier, accepted 2 August 2006;
- [48]. J. Mattheis, P.J. Rostan, U. Rau, J.H. Werner, “Carrier collection in Cu(In,Ga)Se<sub>2</sub> solar cells with graded band gaps and transparent ZnO:Al back contacts”, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 91 (2007) 689–695, Elsevier, 12 February 2007;
- [49]. John A. Duffie, William A. Beckman, “Solar Engineering of Thermal Processes”, 2<sup>a</sup> Edição, Wiley-Interscience Publication, 1991
- [50]. Jorge Manuel Resende Vieira Facão, “Estudo de Colectores Solares Incorporando Tubos de Calor com Aplicação em Ciclos Motores”, Tese de Doutoramento, FEUP, Dezembro 2005;
- [51]. J. P. Holman, “Experimental Methods for Engineers”, 7<sup>a</sup> Edição, Mc Graw Hill, Nova Iorque, 2001;
- [52]. J.S. Coventry, “Simulation of a concentrating PV/thermal collector using TRNSYS”, Centre for Sustainable Energy Systems, Australian National University, Australia;
- [53]. J.S. Coventry, E. Franklin and A. Blakers, “Thermal and electrical performance of a concentrating PV/Thermal collector: results from the ANU CHAPS collector”, Centre for Sustainable Energy Systems, Australian National University, Australia;

- [54]. J.S. Coventry, K. Lovegrove, “Development of an approach to compare the ‘value’ of electrical and thermal output from a domestic PV/thermal system”, *Solar Energy* 75 (2003) 63–72, Elsevier, 28 April 2003;
- [55]. J.S. Coventry, “A solar concentrating photovoltaic / thermal collector”, Australian National University, June 2004;
- [56]. M. Collares Pereira, “Energias Renováveis, a Opção Inadiável”, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 2000;
- [57]. M.J.M. Jong, M.J. Elswijk, K.J. Strootman, “Simulation PV-Thermal Collectors In Large Solar Systems in Trnsys”, ECN-RX-04-028, “Trnsys user day”, Stuttgart, Germany, March 26 2004;
- [58]. M.J.M. Jong, M.J. Elswijk, K.J. Strootman, J.N.C. Braakman, E.T.N. de Lange, W.F. Smit, “Photovoltaic/Thermal Collectors In Large Solar Thermal Systems”, ECN-RX-04-069, “19<sup>th</sup> European PV Solar Energy Conference and Exhibition”, Paris, France, 7-11 June 2004;
- [59]. M. João Carvalho, “Princípios Gerais para a Concepção e Dimensionamento de Sistemas Solares Térmicos Activos”, INETI, Curso “Gestão de Energia nos Edifícios”, Novembro 1998;
- [60]. M. João Carvalho, “Módulo Solar Térmico Activo”, INETI, FEUP-MEM, 8 Novembro 2006;
- [61]. Mark Pasini, “Pv/T Simulation of the Canadian Solar Decathlon House”, Canada, CETC-Varenes 2005-144 (INT), June 28, 2005;

- [62]. P.G. Charalambous, S.A. Kalogirou , G. Maidment, T.G. Karayiannis, “Photovoltaic Thermal (PV/T) Collectors: A Review”, HPC 2004 – 3rd International Conference on Heat Powered Cycles, Cyprus, October 2004;
- [63]. Renato Lazzarin, Lorenzo Zamboni, “ PV/ T cogeneration in Italy: energetic and economic evaluations for civil applications”, University of Padova, Department of Industrial and Management Engineering, Italy;
- [64]. Resolução do Conselho de Ministros n.º 169/2005, de 24 de Outubro de 2005;
- [65]. Resolução do Conselho de Ministros n.º 104/2005, de 23 de Agosto de 2006;
- [66]. Rodolfo Dufo Lopes, José Luís Bernal Agustin, “Curso Interactivo de Energia Solar Fotovoltaica”;
- [67]. R. Santbergen, R.J.Ch. van Zolingen, “Modelling the thermal absorption factor of photovoltaic/thermal combi-panels”, Energy Conversion and Management 47 (2006) 3572–3581, Elsevier, 18 April 2006;
- [68]. R. Zakharchenko, L. Licea-Jiménez, S.A. Pérez-García, P. Vorobiev, U. Dehesa-Carrasco, J.F. Pérez-Robles, J. González-Hernández, Yu. Vorobiev, “Photovoltaic solar panel for a hybrid PV/thermal system”, Solar Energy Materials & Solar Cells 82 (2004) 253–261, Elsevier;



- [69]. S. Kropf, “PV/T-Schiefer-Optimierung der Energieeffizienz von Gebäuden durch gegenseitige Ergänzung von Simulation und Messung am Beispiel der Hinterlüftung gebäudeintegrierter Photovoltaik”, Bundesamtes für Energie, ETH Zürich, Dezember 2003;
- [70]. Soteris A. Kalogirou, “Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid pv-thermal solar system for Cyprus”, *Renewable Energy* 23 (2001) 247–260, Elsevier, 23 August 2000;
- [71]. Sven Moosberger-Kropf, “PV/T-Schiefer”, Diss ETH Nr. 1591, Zürich 2006;
- [72]. T.T. Chow, Jie Ji, Wei He, “Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong”, *Building and Environment* 38 (2003) 1327 – 1334, Elsevier, 4 April 2003;
- [73]. T.T. Chow, “Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model”, *Solar Energy* 75 (2003) 143–152, Elsevier, 15 July 2003;
- [74]. T.T. Chow, Wei He, Jie Ji, “Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application”, *Solar Energy* 80 (2006) 298–306, Elsevier, 7 March 2005;
- [75]. T.T. Chow, Wei He, Jie Ji, Jianping Lu, Gang Pei, Lok-shun Chan, “Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water”, *Applied Energy* 83 (2006) 199–210, Elsevier, 13 June 2005;

- [76]. T.T. Chow, Jie Ji, Jun Han, Hua Yi, Jianping Lu, Wei He, Wei Sun, “Effect of fluid flow and packing factor on energy performance of a wall-mounted hybrid photovoltaic/water-heating collector system”, *Energy and Buildings* 38 (2006) 1380–1387, Elsevier, 27 February 2006;
- [77]. T.T. Chow, Jie Ji, Jian-Ping Lu, Wei He, Gang Pei, “A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating system with natural circulation”, *Applied Energy* 84 (2007) 222–237, Elsevier, 21 June 2006;
- [78]. T.T. Chow, W. He, J. Ji, “An experimental study of façade-integrated photovoltaic/water-heating system”, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 37–45, Elsevier, 24 July 2006;
- [79]. T.T. Chow, Jie Ji, A.L.S. Chan, “Performance evaluation of photovoltaic–thermosyphon system for subtropical climate application”, *Solar Energy* 81 (2007) 123–130, Elsevier, 28 August 2006;
- [80]. Vivek Raman, G.N. Tiwari, “Life cycle cost analysis of HPVT air collector under different Indian climatic conditions”, *Energy Policy*, Elsevier, 6 August 2007;
- [81]. V. Lazarov, Chr. Schaeffer, M. Shishkov, M. Ivanova, “Hybrid solar collector”, *Journal of Materials Processing Technology* 161 (2005) 229–233, Elsevier;
- [82]. Y. Tripanagnostopoulos, S.A. Kalogirou, R. Battisti, A. Corrado, “Application Aspects Of Hybrid Pv/T Solar Systems”;

- [83]. Y. Tripanagnostopoulos, Th. Nousia, M. Souliotis, P. Yianoulis, “Hybrid Photovoltaic/Thermal Solar Systems”, Communicated By Hansjörg Gabler, PI I : S0038 – 092X(01)00096 – 2, Elsevier, 16 October 2001;
- [84]. Y. Tripanagnostopoulos, S. Kalogirou, M. Souliotis, P. Charalambous, “Design And Performance Of Hybrid Pv/T Solar Water Heaters”, HPC 2004 – 3rd International Conference on Heat Powered Cycles, Cyprus, October 2004;
- [85]. Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, R. Battisti, A. Corrado, “Energy, Cost and LCA Results of PV and Hybrid PV/T Solar Systems”, Prog. Photovolt: Res. Appl. 2005; 13:235–250, Progress In Photovoltaics: Research And Applications, Wiley InterScience, DOI: 10.1002/pip.590, 14 January 2005;
- [86]. Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, R. Battisti, A. Corrado, “Performance, Cost and Life-cycle Assessment Study of Hybrid PVT/AIR Solar Systems”, Prog. Photovolt: Res. Appl. 2006; 14:65–76, Progress In Photovoltaics: Research And Applications, Wiley InterScience, DOI: 10.1002/pip.634, 15 September 2005;
- [87]. Y. Tripanagnostopoulos, S.A. Kalogirou, “Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production”, Energy Conversion and Management 47 (2006) 3368–3382, Elsevier, 22 March 2006;
- [88]. Y. Tripanagnostopoulos, S.A. Kalogirou, “Industrial application of PV/T solar energy systems”, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1259–1270, Elsevier, 3 January 2007;

- [89]. Y. Tripanagnostopoulos, “Aspects and improvements of hybrid photovoltaic/thermal solar energy systems”, Solar Energy (2007), Elsevier, accepted 9 April 2007;
- [90]. Yunus A. Çengel, Michel A. Boles, “Termodinâmica”, 3<sup>a</sup> Edição, McGraw Hill, Lisboa, 2001;
- [91]. Xunming Deng, Eric A. Schiff, “Amorphous Silicon-based Solar Cells”, University of Toledo, Toledo, OH, USA, Syracuse University, Syracuse, NY, USA;
- [92]. [http://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo de Quito](http://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Quito)
- [93]. <http://scientific.thomson.com>
- [94]. <http://sunbird.jrc.it/pvgis/>
- [95]. [http://unfccc.int/meetings/cop\\_13/items/4049.php](http://unfccc.int/meetings/cop_13/items/4049.php)
- [96]. <http://www.aidt.dk/>
- [97]. <http://www.alibaba.com>
- [98]. <http://www.celdassolaresflexibles.com/>
- [99]. <http://www.dgge.pt/>
- [100]. <http://www.dgs.de/>

- [101]. <http://www.docrenewableenergy.info>
- [102]. <http://www.dubo-centrum.nl/>
- [103]. <http://www.earthscan.co.uk>
- [104]. <http://www.edp.pt>
- [105]. <http://www.energy.gov/energysources/index.htm>
- [106]. <http://www.energyproducts.com>
- [107]. <http://www.galpenenergia.com/>
- [108]. <http://www.grammer-solar.de/>
- [109]. <http://www.greenpro.de>
- [110]. <http://www.grundfos.pt/>
- [111]. <http://www.HybridSolarSystems.com>
- [112]. <http://www2.inescporto.pt/>
- [113]. <http://www.isofoton.com>
- [114]. <http://www.iea-shc.org/>

- [115]. <http://www.millenniumsolar.com/>
- [116]. <http://www.oja-services.nl/>
- [117]. <http://www.portgas.pt>
- [118]. <http://www.pumpendiscouter.de>
- [119]. <http://www.pvdatabase.com>
- [120]. <http://www.pv-t.org>
- [121]. <http://www.pvthermal.info/>
- [122]. <http://www.pvtwins.nl>
- [123]. <http://www.seccosistemi.it/>
- [124]. <http://www.sciencedirect.com>
- [125]. <http://www.solar design.com>
- [126]. <http://www.solar design.com/>
- [127]. <http://www.solarwall.com>
- [128]. <http://www.solarwerk.de/>



